

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh zařízení pro zajištění požadované polohy navíjeného lana

Design of a Device for Holding of a Winded Rope Position

Student:

Bc. Ondřej Kopečný

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ondřej Kopečný**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh zařízení pro zajištění požadované polohy navíjeného lana**
Design of a Device for Holding of a Winded Rope Position
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte zařízení, které zajistí fixní odchozí polohu lana odvíjeného (navíjeného) na lanový buben. Proveďte rešerši podobných zařízení. Navržené zařízení by mělo mít co nejvyšší účinnost.

Parametry :

- průměr lana ... 89 [mm]
- průměr bubnu ... 3000 [mm]
- počet závitů vrstvy ... 40
- délka lana ... 3000 [m]
- tahová síla ... 2000 [kN].

Zkontrolujte všechny kritické části pro navržené řešení. Nakreslete sestavu zařízení (bez rámu a napojení na lanový buben) a zadané výrobní výkresy.

Seznam doporučené odborné literatury:

- Remta F. , Kupka L., Dražan F.: Jeřáby I. díl. Praha, SNTL 1974
Bolek A., Kochman J.: Části strojů 1,2. Praha, SNTL 1989
Boháček F. a kol.: Části a mechanismy strojů I, II. Brno, ES VUT, 1990
Moravec V., Havlík J.: Výpočty a konstrukce strojních dílů. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-0878-9
Němček M.: Řešené příklady z ČaMS Spoje. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8
http://www.huismanequipment.com/en/products/pipelay/pipelay_components/winches


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**


Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Ondřej Kopečný

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práce budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Ondřej Kopečný

Adresa trvalého pobytu autora práce: Ignáce Šustaly 1110, Kopřivnice

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KOPEČNÝ, O. *Návrh zařízení pro zajištění požadované polohy navíjeného lana : diplomová práce*. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 45s. Vedoucí práce: prof. Dr. Ing. Miloš Němček.

Obsahem práce bylo navrhnout zařízení, které zajistí fixní odchozí polohu lana odvíjeného (navíjeného) na lanový buben. Úvodem byly popsány způsoby pokládání potrubí pod hladinu moře, tedy oblast uplatnění navrhovaného zařízení. Byly rozděleny některé používané metody zajišťování fixní polohy lana. Na základě rešerše bylo navrženo řešení zařízení pomocí kyvadla a diamantového šroubu, navržena jeho geometrie a stanoveny základní parametry. Na základě silového rozboru bylo navrženo uložení ve valivých ložiscích. Dle geometrie zařízení bylo navrženo polohovací zařízení pomocí diamantového šroubu. Všechny kritické části zařízení byly zkontrolovány.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KOPEČNÝ, O. *Design of a Device for Holding of a Winded Rope Position : Master Thesis*. VŠB – Technical University of Ostrava, Fakulta strojní, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 45s. Thesis head: prof. Dr. Ing. Miloš Němček.

The content of the work is to design a device to ensure a fixed position of the outgoing ropes unwound (wound) on the cable drum. At the outset they were described ways of laying the pipeline below sea level, therefore the field of application of the proposed facility. They were divided, some techniques used for securing ropes fixed position. Based on the research facility has been proposed by the pendulum and diamond screw, designed its geometry and establish the basic parameters. Based on the analysis of power was intended to impose the roller bearing. According to the geometry of the device was designed positioning device with the diamond screw. All critical pieces of equipment have been checked.

Obsah

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ, SYMBOLŮ A ZKRATEK	2
ÚVOD	5
1 Rešerše	6
1.1 Systémy pro pokládání potrubí	6
1.2 Metody sloužící k zajištění polohy příchozího nebo odchozího lana	8
2 Vlastní řešení	11
2.1 Diamantový šroub	12
3 Volba geometrie zařízení	13
3.1 Uložení lana na lanovém bubnu	13
3.2 Určení počtu vrstev lana	13
3.3 Výpočet rozměru lanových kladek	14
3.4 Účinnost lanového převodu	17
4 Uložení kyvného rámu	18
4.1 Výpočet reakcí	19
4.2 Volba ložisek kyvného rámu	24
4.3 Volba ložisek pro lanové kladky	26
5 Návrh polohovacího zařízení	28
5.1 Výpočet rychlosti otáčení šroubu	28
5.2 Určení stoupání šroubu	29
5.3 Síly na diamantovém šroubu	29
5.4 Kontrola diamantového šroubu	33
5.5 Volba ložisek pro uložení diamantového šroubu	35
5.6 Účinnost polohovacího zařízení	36
6 Kontrola částí zařízení	37
6.1 Statická kontrola ložisek	37
6.2 Trvanlivost ložisek	38
6.3 Pevnostní analýza rámu	44
Závěr	46
Seznam použité literatury	48
Seznam příloh	49

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ, SYMBOLŮ A ZKRATEK

Značení	Význam	Jednotka
B	Šířka ložiska	mm
C	Základní dynamická únosnost	kN
C_0	Základní statická únosnost	kN
D	Vnější průměr ložiska	mm
D_b	Průměr lanového bubnu	m
D_k	Průměr lanové kladky	mm
D_o	Průměr kladky měřený v ose lana	mm
D_s	Velký průměr diamantového šroubu	mm
F_{am}	Minimální axiální zatížení ložiska	kN
F_l	vstupující síla v laně	kN
F_o	Ohybová síla od matice	N
F_s	Osová síla v diamantovém šroubu	N
G	Tíha kyvadla	N
H_L	Výška vrstev lana	m
L_b	Šířka lanového bubnu	m
L_l	Délka lana	Nm
L_k	Vzdálenost mezi příchozím a odchozím lanem	m
L_{\S}	Funkční délka diamantového šroubu	m
M_{ks}	Krouticí moment šroubu	Nm
N	Počet cyklů	-
P	Ekvivalentní dynamické zatížení	kN
P_h	Stoupání závitu diamantového šroubu	mm
P_0	Ekvivalentní statické zatížení	kN
R_k	Reakce na kladce	kN

P	Ekvivalentní dynamické zatížení	kN
P_h	Stoupání závitu diamantového šroubu	mm
P_0	Ekvivalentní statické zatížení	kN
R_k	Reakce na kladce	kN
R_{sx}	Reakce diamantového šroubu v ose x	kN
R_{sy}	Reakce diamantového šroubu v ose y	kN
R_{x1}	Reakce ve směru x uložení rámu	kN
R_{y1}	Reakce ve směru y uložení rámu	kN
S	Nosná plocha nože matice	m ²
S_0	Statická bezpečnost	-
b	Hloubka žlábků kladky	mm
d	Vnitřní průměr ložiska	mm
d_l	Průměr lana	mm
d_s	Malý průměr diamantového šroubu	mm
d_1	Malý průměr nože matice	mm
l_v	Délka vrstvy lana	m
m_k	Hmotnost kyvadla	kg
n	Počet kladek	-
n_b	Otáčky lanového bubnu	-
n_z	Počet závitů vrstvy	mm
p	Tlak mezi nožem matice a závitem diamantového šroubu	MPa
r	Poloměr lanové drážky	mm
t	Rozteč lan	mm
α	součin závislý na druhu kladky a skupině jeřábů	-
β	Úhel rozevření žlábků kladky	°
η	Účinnost celého lanového převodu	-

η_k	Účinnost lanové kladky při uložení ve valivých ložiskách	-
η_L	Účinnost lanového převodu	-
η_1	Účinnost jedné kladky	-
σ	Napětí	MPa
φ	Úhel vychýlení	°
φ_l	Úhel lana nabíhajícího na lanový buben	°
ψ	Úhel stoupání závitu	°

ÚVOD

Pokládání potrubí pod hladinu moře je velice specifická operace, při které je zapotřebí různých podpůrných zařízení. Jedním z nich jsou navijáky ocelových lan a lanové bubny. Navijáky slouží k vyvinutí síly v laně potřebné při manipulaci s potrubím pod hladinou moře. Tato zařízení musí kvůli velmi velkým hloubkám a rozměrům potrubí snášet velmi vysoká zatížení od tahu lana. Z důvodu velkých hloubek je zapotřebí použití lan velkých délek, až 3500m a průměru kolem 90mm, což znamená asi 170 tun. Tato lana je potom nutné nějakým způsobem skladovat, k čemuž slouží lanové bubny. Při takovýchto rozměrech lan, je navíjení na lanový buben složitější a je k tomu třeba speciálních zařízení, které lano vedou na buben ve správné poloze.

Hlavní funkcí tohoto zařízení je kromě správné polohy lana navíjeného (odvíjeného) na lanový buben, také zajistit stálou fixní polohu odchozího lana navíjeného (odvíjeného) na lanový buben. To znamená, že nezávisle na vrstvách závitů lana, kam je lano vedeno, lano stále odbíhá nebo nabíhá ze zařízení v jedné neměnné poloze. Jak již bylo zmíněno, toto zařízení musí snést tah v laně a to až 400 tun. Na tato zatížení musí být nadimenzovány a zkontrolovány všechny kritické části zařízení.

1 Rešerše

1.1 Systémy pro pokládání potrubí

Jsou to systémy schopné pokládat potrubí do hlubokých vod. Přímým pokládáním, či konstruováním a výrobou technologie k tomu potřebné se zabývá několik firem, jako například britská North Sea Winches, americká Rokrem, nizozemská SAS Offshore, singapoorská ONE Offshore, norská Winches and Offshore Equipment a také nizozemská polečnost Huisman, která má pobočku ve Sviadnově u Frýdku-Místku. Společnost Huisman, tak jako i někteří další výrobci, nabízí více systémů pro pokládání jako metodu Flex-lay, J-lay, Reel-lay, S-lay nebo Multi-lay. Jde o metody pokládky potrubí pod hladinu vody z plavidla vybaveného některou z uvedených technologií, nebo jejich kombinací.

Flex-lay

Metoda, která se používá pro instalaci pružného potrubí, nebo stoupacích trubek. Potrubí, které se odvíjí z bubnu, se do moře pokládá ve svislé, nebo téměř svislé poloze, poté potrubí doléhá na dno. K tomu slouží vertikální rampa, jejíž sklon se může regulovat. Je tedy jasné, že tato metoda není použitelná pro pokládání tuhých trubek a je používána v kombinaci s jinými metodami pokládání.

J-lay

Jde o podobnou metodu jako Flex-lay. Části potrubí jsou ve vertikální poloze na speciální rampě postupně navařovány k sobě. Úhel rampy je regulován v závislosti na řetězci potrubí. Tato metoda je vhodná pro práci ve větších hloubkách. Nevýhodou je nízká produktivita, z důvodu pouze jedné svařovací stanice.

Reel-lay

Vhodná pro instalaci tuhého i pružného potrubí, které je spojováno a upravováno na pevnině. Poté je navinuto na speciální navijáky na potrubí na lodi v jednom kuse. V místě pokládky se pak potrubí odvíjí a putuje přímo pod hladinu bez potřeby další úpravy přímo na lodi. Metoda je tedy velmi efektivní, v případě že místo pokládky není příliš vzdáleno od navíjecí základny.

S-lay

U této metody potrubí opouští loď v horizontální poloze. Potrubí je rovněž v horizontální poloze z jednotlivých segmentů svařováno přímo na lodi a pomocí pokládacího rámu vedou do moře. Pokládací rám slouží k regulování poloměru ohybu

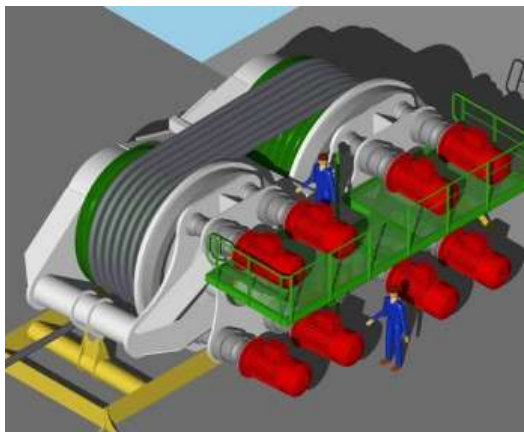
trubky, která opouští loď. Metoda je vhodná pro pokládání potrubí s ochranou betonovou vrstvou a díky možnosti umístění několika svařovacích stanic za sebou je i velmi efektivní.

Multi-ley

Metoda kombinující několik předchozích metod umístěných na jedné lodi. Tímto se dosáhne vysoké flexibility a lodě mohou provádět vysoce specializované druhy pokládání potrubí i do velmi hlubokých vod. Kombinací různých metod se dá výsledná kombinovaná technologie umístit i na relativně malá plavidla.

Pro všechny výše uvedené metody je potřeba zajistit technologickou podporu. Jedná se o různé vyrovnávače, napínače, polohovací systémy, karusely pro uložení pružného potrubí a pomocných lan a v neposlední řadě také navíjecí systémy a cívky. Ty slouží jak k provozním potřebám zařízení jako manipulaci s potrubím nebo polohování různých ramp či plošin, tak k přímé manipulaci s potrubním systémem pod vodní hladinou. Tím se rozumí vytažení potrubního systému ze dna, jeho obnovení či oprava. Jelikož se potrubí obvykle nachází ve velkých hloubkách, je potřeba velmi dlouhého lana a to až 3500 metrů. Rovněž rozměry a tudíž hmotnost potrubí je velmi velká, tah v laně může dosáhnout až 650 tun. Protože průměry lan bývají velmi velké, někdy až kolem 100 mm, je i jejich cena velmi vysoká. Je tedy potřeba zajistit aby bylo lano co nejméně namáháno a tím se co nejvíce zvýšila jeho životnost.

K tomu slouží navíjecí systémy označené jako A&R. Tento systém se skládá z trakčního navijáku a skladovacího navijáku. Trakční naviják je tvořen dvěma bubny, spojeny v jednom rámu, na které je navinuto lano (obr. 1). Princip vyvinutí potřebné tahové síly spočívá v nahromadění třecí síly mezi těmito dvěma bubny a lanem. Lano pak dále pokračuje na lanový buben.



Obr. 1 - A a R naviják [5]

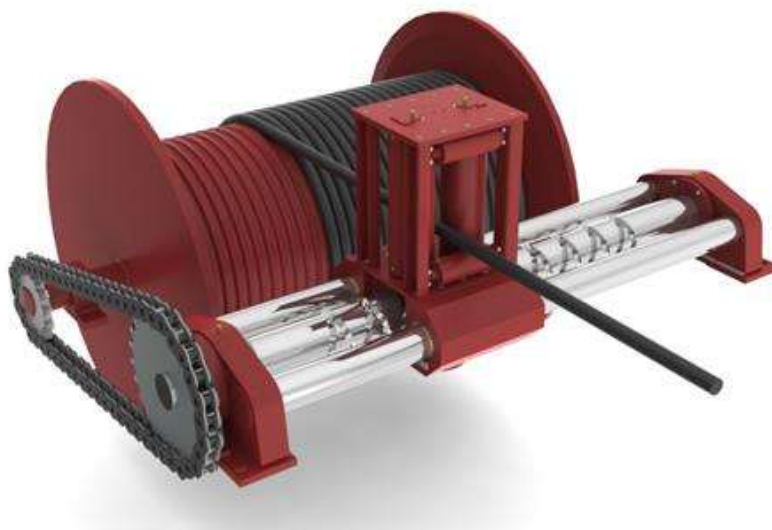
Samotné navíjení lana na lanový buben je předmětem této práce. Cílem je zajistit fixní polohu příchozího nebo odchozího lana. To znamená, že lano na vstupu nebo výstupu lanového bubnu bude po celou dobu vinutí ve stejné poloze, ale dále bude vedeno, v závislosti na otáčkách v postupných vrstvách na buben. Existuje více variant řešení.

1.2 Metody sloužící k zajištění polohy příchozího nebo odchozího lana

Fixní poloha lana není zajištěna

Varianta kdy fixní poloha lana není zajištěna, tedy mění svou polohu v rozsahu délky bubnu a počtu vrstev lana, je řešena pomocí diamantového šroubu a rolek dle obr. 2.

Vedení lana je zajištěno otáčením diamantového šroubu, jehož otáčky jsou obvykle řízeny mechanicky a to od otáček lanového bubnu. Otáčky se taky dají řídit nepřímo a to např. elektronicky vlastním elektropohonem.



Obr. 2 - Metoda bez zajištění fixní polohy lana [6]

Varianta vedení lana z boku bubnu

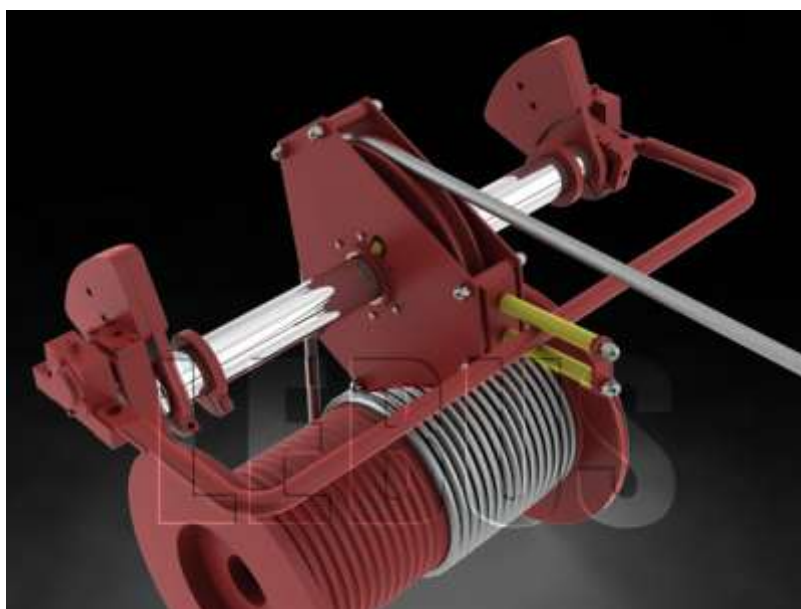
První z variant kde fixní poloha je již zajištěna, je varianta vedení lana z boku bubnu. Lano je přiváděno z boku bubnu a je vedeno přes lanovou kladku na lanový buben. Posouváním kladky ve směru délky bubnu se zajistí postupné navíjení na buben. Díky posouvání kladky ve směru příchozího nebo odchozího lana se jeho poloha nemění. Posouvání kladky může být řešeno například pomocí hydraulických pístů (obr. 3).



Obr. 3 - Varianta vedení lana z boku bubnu [7]

Varianta vychylováním kladky

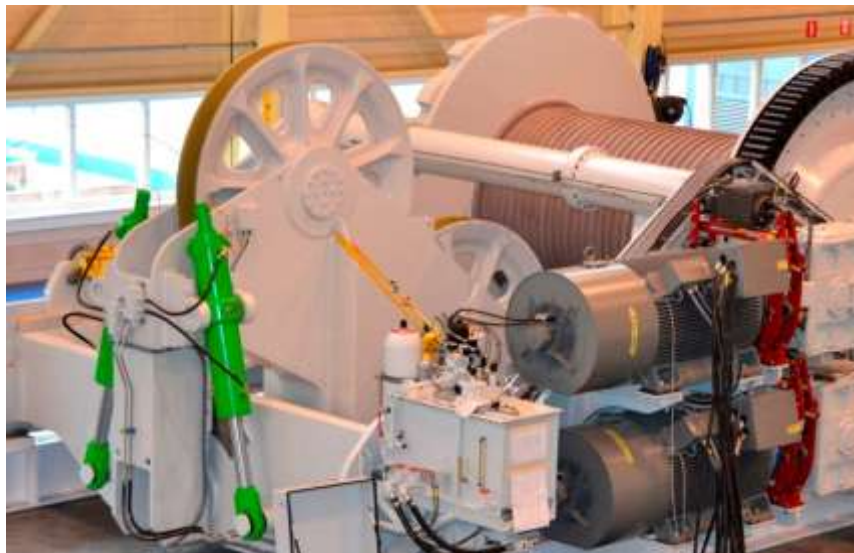
Lanová kladka se posouvá po ocelové tyči, která mění svůj úhel vůči ose lanového bubnu a tím lano směřuje do správné polohy na bubnu. Kladka se po tyči pohybuje volně v závislosti na vrstvě lana. Její poloha může být jištěna příčným příčnickem. Tento návrh je od společnosti LEBUS International Engineers GmbH, která se touto problematikou zabývá.



Obr 4. - Varianta vychylováním kladky [6]

Varianta kyvadlová

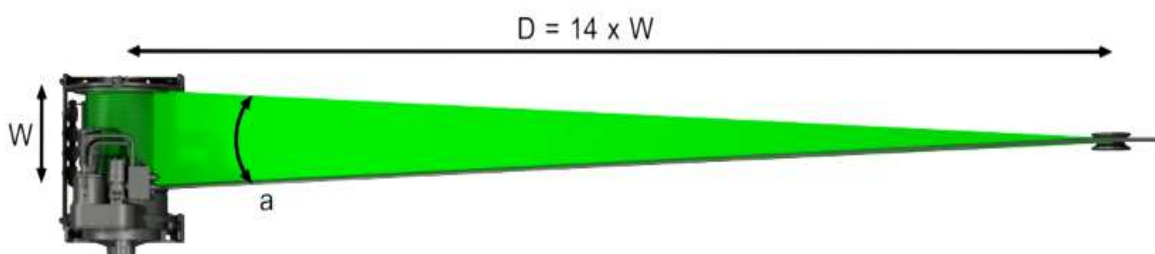
2 kladky jsou spojeny v jednom rámu a vedou lano. Kýváním tohoto rámu kolem osy příchozího nebo odchozího lana se zajistí jeho neměnná poloha. Lano pak dále pokračuje na druhou kladku, přes kterou je vedeno ve správné poloze až na lanový buben. Úhel výkyvu zajišťují např. hydraulické písty (obr. 5).



Obr. 5 - Kyvadlová varianta [7]

Zajištění polohy vzdáleností pevné kladky

Lanová kladka je umístěna v takové vzdálenosti od lanového bubnu, že postupným navíjením vrstev lana na buben není překročen maximální úhel odchylení lana od osy kladky. Tomuto úhlu se říká „fleet angle“. Tato vzdálenost by měla být minimálně čtrnáctinásobkem šířky lanového bubnu. Při zmenšení této vzdálenosti dochází k značnému nárůstu namáhání lana. Hlavní nevýhodou této metody je potřeba velké zástavby celého zařízení.



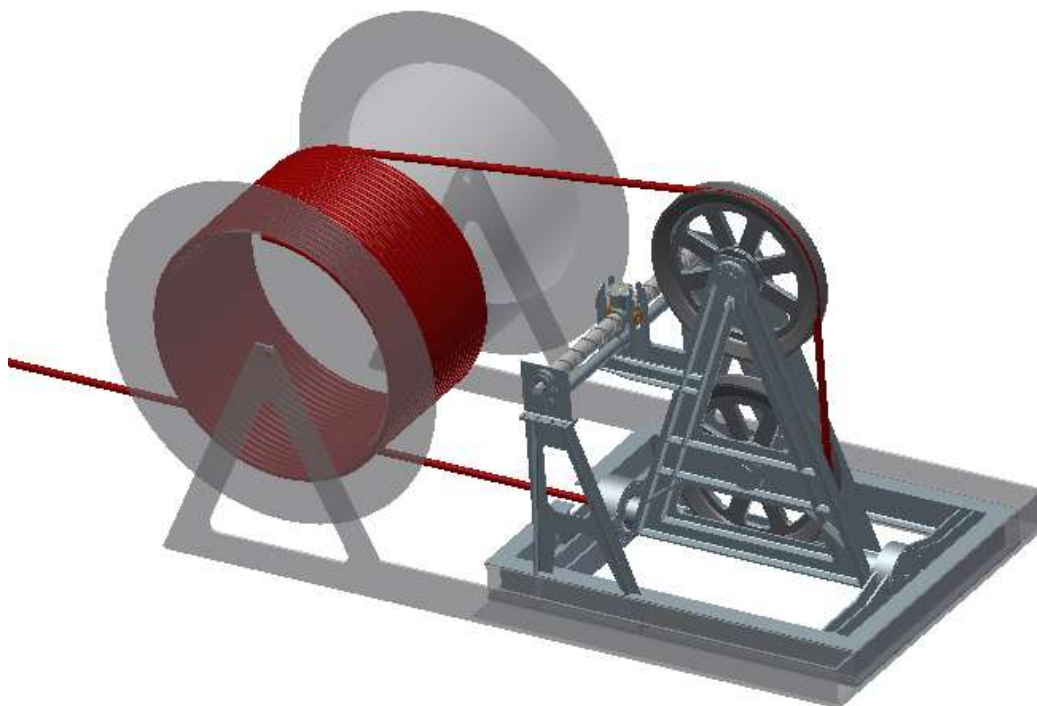
Obr. 6 - Zajištění polohy vzdáleností pevné kladky

2 Vlastní řešení

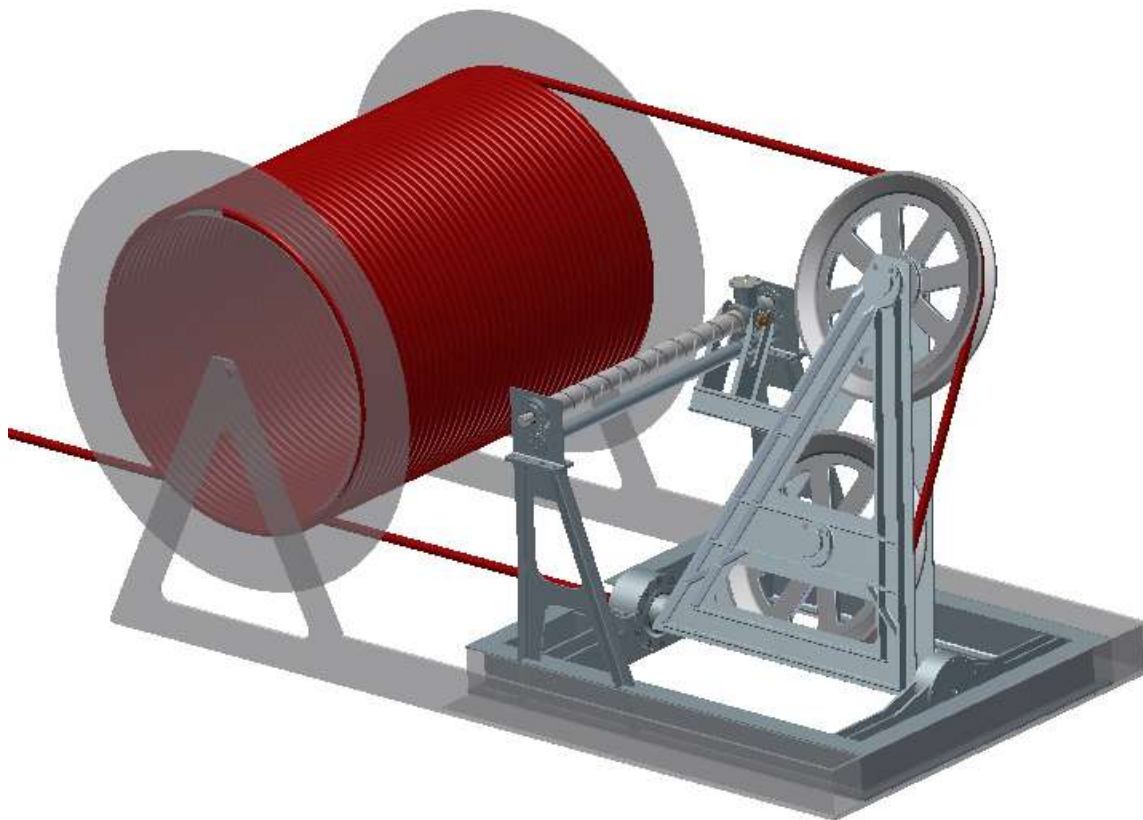
Vybraným řešením je kombinace několika již použitých technologií použitých pro obdobné aplikace. Z důvodu potřeby dosáhnout co nejvyšší účinnosti, jak bylo uvedeno v zadání, byla zvolena varianta se dvěma kladkami. Účinnost je tak snížena pouze o ztráty v uložení lanových kladek a z ohybů lana. Lano prochází do první klady ve spodní části skrz uložení pohyblivé části rámu. Tato poloha lana na vstupní nebo výstupní části zajistí jeho fixní polohu v celém procesu navíjení nebo odvíjení. Dále lano pokračuje na druhou kladku, přes kterou je vedeno na buben.

Pohyblivá část rámu nese 2 nad sebou umístěné lanové kladky, které jsou uloženy ve valivých ložiscích. Celé kyvadlo je k nosnému rámu připojeno pomocí otočného uložení pomocí axiálních a radiálních ložisek. Tento uzel přenáší veškeré síly od tahu lan a vzniklého klopného momentu. Celý rám kyvadla musí být navržen, tak jako celý nosný rám, jako velmi pevný.

Část, která zajišťuje potřebný pohyb kladek v závislosti na otáčkách bubnu, na který je navíjeno lano, je tzv. diamantový, neboli vratný šroub. Otáčením dostává kladky do požadované polohy mezi dvěma krajními body (první a poslední závit lana). Přenos síly do rámu zabezpečují bronzové kostky v ocelovém vedení. Hmotnost zařízení je 14850 kg.



Obr. 7 – Vlastní řešení, střední poloha kyvadla



Obr. 8 – Vlastní řešení, krajní poloha kyvadla

2.1 Diamantový šroub

Diamantový šroub neboli vratný šroub, tak jako např. kuličkový šroub nebo pohybový trapézový šroub slouží k přeměně krouticího momentu na osovou sílu. Jeho velkou výhodou však je, že jakmile se dostane matice na konec závitu, tak bez změny smyslu otáčení šroubu vedena zpátky. Při běžném použití je diamantový šroub poháněn přímo od otáčení lanového bubnu, např. řetězem. V tomto případě však budou otáčky diamantového šroubu řízeny samostatně. V pravé části diamantového šroubu bude napojení na pohon, např. drážka pro pero. Diamantový šroub je znázorněn na obr. 9.



Obr. 9 – Diamantový šroub

3 Volba geometrie zařízení

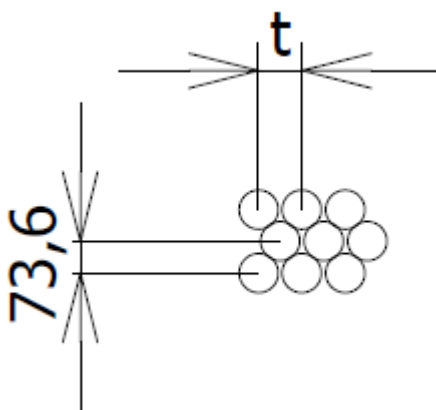
Je třeba navrhnout geometrii zařízení tak, aby splňovala potřebnou funkci. Lano musí být vedeno ve správné poloze na lanový buben v každé fázi navíjení. Lano také musí volně odbíhat pod lanovým bubnem. Pro návržení vhodné geometrie je nejprve třeba určit několik parametrů.

Zadané parametry

d_l Průměr lana	-	89 mm
D_b Průměr lanového bubnu	-	3 m
n_z Počet závitů vrstvy	-	40
L_l Délka lana	-	3000 m

3.1 Uložení lana na lanovém bubnu

Lano je na lanovém bubnu uloženo postupně ve vrstvách dle obr. 10



Obr. 10 – Vrstvy lana

t Rozteč lana

Dle [1] rozteč volena $t = 100 \text{ mm}$

3.2 Určení počtu vrstev lana

Délka celé vrstvy lana se vypočte

$$l_{v_{celk}} \sum_{n=1}^n l_{v_n} = \pi \cdot (D_b + (0,0736 \cdot (n - 1))) \cdot n_z$$

Délka první vrstvy

$$l_{v1} = \pi \cdot D_b \cdot n_z$$

$$l_{v1} = \pi \cdot 3 \cdot 40$$

$$l_{v1} = 377 \text{ m}$$

Délka dalších vrstev

Tab. 1 - Délka vrstev lana

n_v	$\sum_{n=1}^n l_{v_n}$
	[m]
1	377
2	763
3	1159
4	1564
5	1977
6	2401
7	2833
8	3275

Z Tab. 1 je patrné, že k navinutí 3000 metrů lana je zapotřebí alespoň 8 vrstev lana.

3.3 Výpočet rozměru lanových kladek

Teoretický průměr kladky se určí dle [1] ze vztahu

$$D_o = d \cdot \alpha$$

Kde D_o je průměr kladky měřený v ose lana

α [-] je součin závislý na druhu kladky a skupině jeřábů

$$\alpha = 20 \text{ dle [1] str. 95}$$

$$D_o = 89 \cdot 20 = 1780 \text{ mm}$$

Od vypočteného průměru kladky D se odečte průměr lana d a hodnota se zaokrouhlí na nejvyšší vyšší normalizovaný průměr dle [1].

Platí

$$D_o - d = 1780 - 89 = 1691$$

Průměr lanové kladky

Zvolen rozměr $D_k = 1800 \text{ mm}$

Dle [1] je poloměr lanové drážky nejvýhodnější pro uložení a tlak lana v kladce a tím i pro životnost lana, když je roven asi $0,53 - 0,56 \cdot d$

$$r = 0,53 \cdot d = 0,53 \cdot 89 = 47,17 \text{ mm}$$

Zvolen rozměr $r = 48 \text{ mm}$

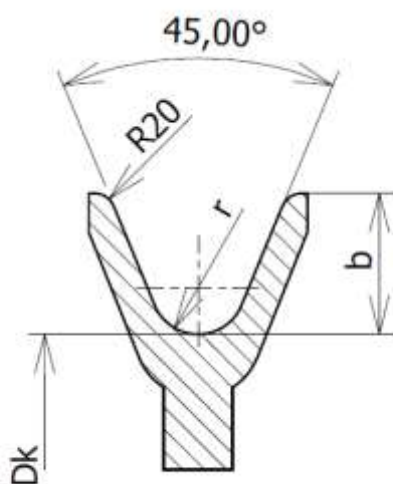
Pokud je drážka příliš malá, lano se „skřípne“ při zatlačení do drážky vlivem zatížení, což poškozuje lano i kladku. V opačném případě může vzniknout nedostatečné podepření lana, které se zatížením zploští a zdeformuje se, což urychluje zničení lana.

Hloubku žlábků kladky volena $b = (3 - 3,5) \cdot r$

$$b = 3 \cdot r = 3 \cdot 48 = 144 \text{ mm}$$

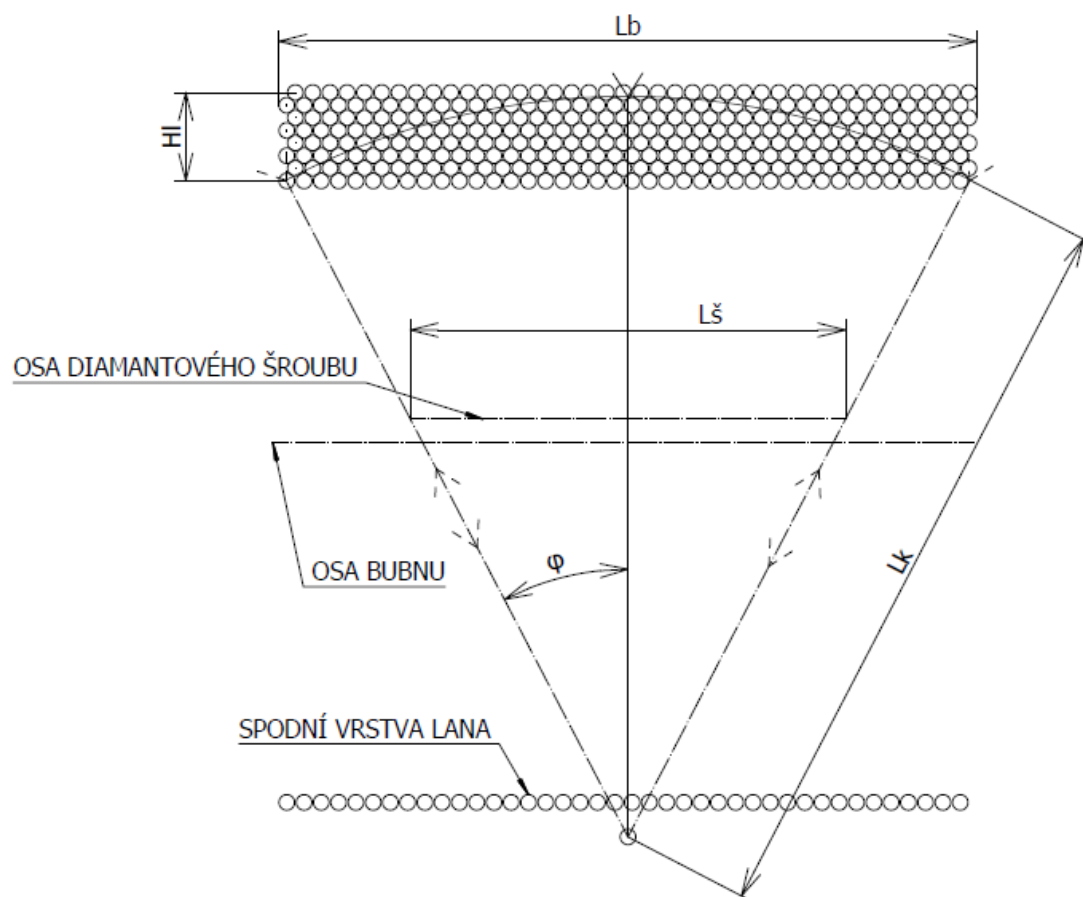
Úhel rozevření žlábků kladky volen $\beta = 45^\circ$

Ostatní rozměry voleny dle obr. 11

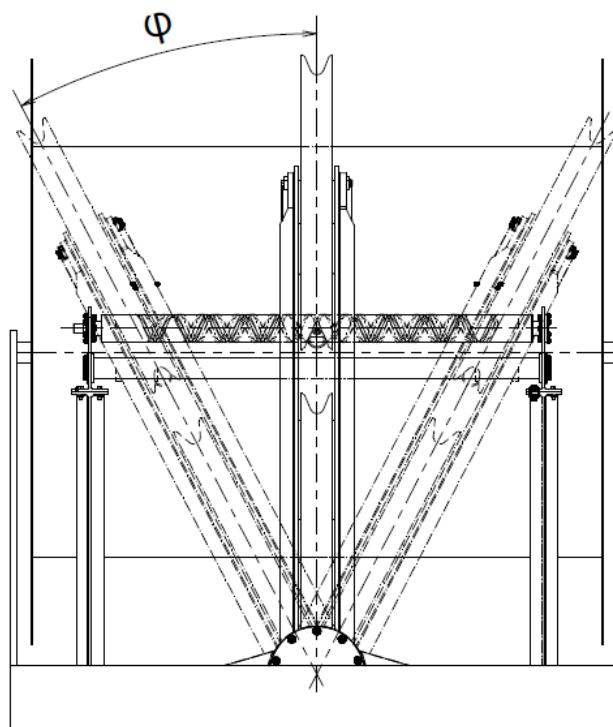


Obr. 11 - Tvar drážky vodící kladky

Z vypočtených parametrů byla zvolena vhodná geometrie zařízení. Lano přicházející nebo odcházející ze zařízení musí mít pod lanovým bubnem dostatek prostoru i při navinutí poslední vrstvy lana.



Obr. 12 Geometrie zařízení



Obr. 13 Geometrie zařízení

L_k	Vzdálenost mezi příchozím a odchozím lanem	-	4,289 m
φ	Úhel vychýlení	-	27°30′
H_L	Výška vrstev lana	-	$511,9 \cdot 10^{-3} m$
L_ξ	Funkční délka diamantového šroubu	-	2,55 m
L_b	Šířka lanového bubnu	-	4,039 m

3.4 Účinnost lanového převodu

Jelikož účinnost v této variantě ovlivňují pouze 2 kladky uložené ve valivých ložiscích, bude účinnost lanového převodu součinem účinností jednotlivých kladek na válečkových ložiscích a lanového převodu.

Účinnost jedné kladky

$$\eta_1 = \eta_k \cdot \eta_L$$

$$\eta_1 = 0,98 \cdot 0,98$$

$$\eta_1 = 0,96$$

Účinnost celého lanového převodu

$$\eta = \eta_1^2$$

$$\eta = 0,96^2$$

$$\eta = 0,92$$

Kde: η_k [-] účinnost lanové kladky při uložení ve valivých ložiscích

Dle [1] je účinnost lanové kladky na valivém ložisku $\eta_k = 0,98$

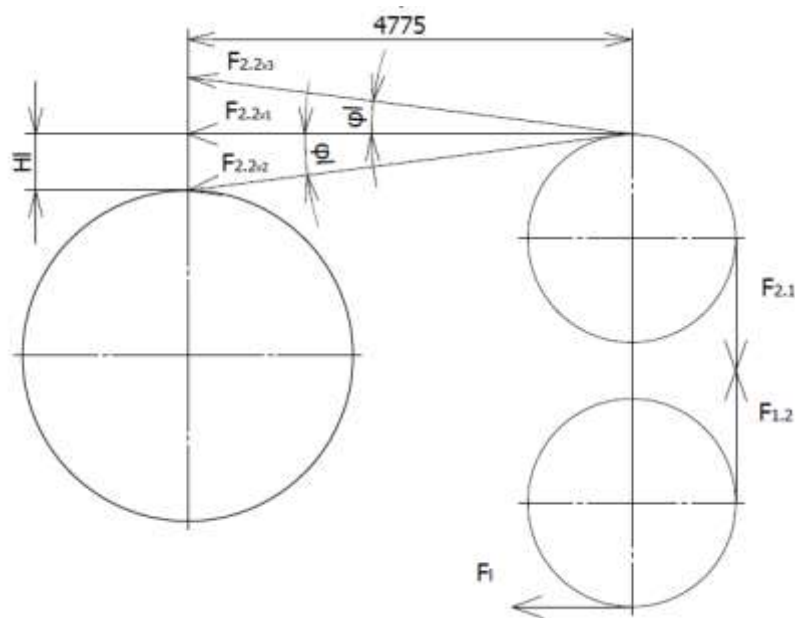
η_L [-] účinnost lanového převodu

Dle [1] je účinnost lanového převodu $\eta_L = 0,98$

n [-] počet kladek

4 Uložení kyvného rámu

V závislosti na navíjené vrstvě lana a úhlu vychýlení se bude měnit i úhel lana nabíhajícího na lanový buben. Situace je na obr. 14.

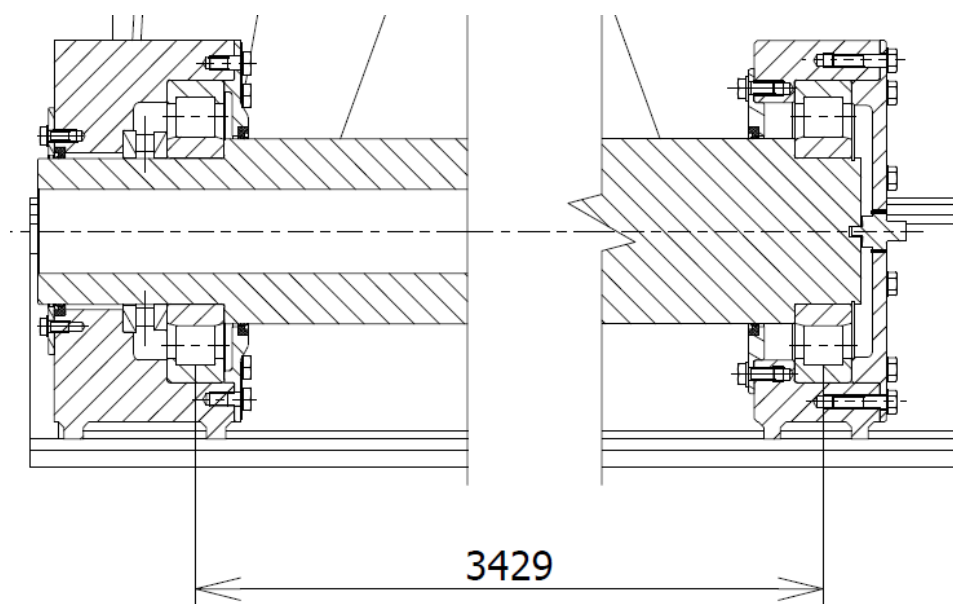


Obr. 14 Úhel nabíhajícího lana na buben

φ_l Úhel lana nabíhajícího na lanový buben - 7°

F_l Vstupující síla v laně - $2000kN$

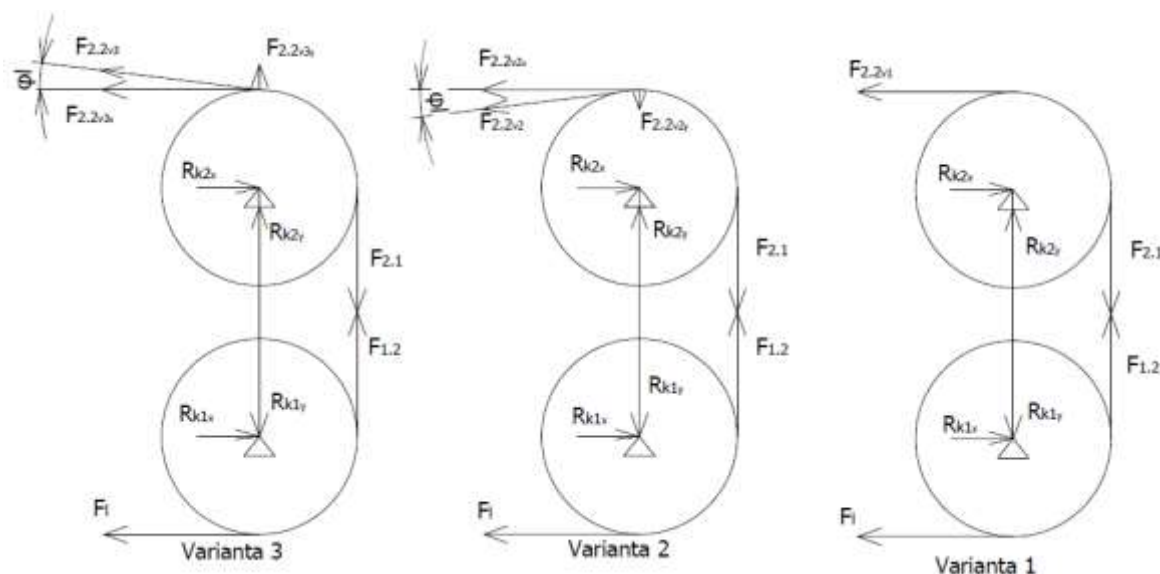
Kyvný rám je uložen ve válečkových a axiálním válečkovém ložisku dle obr. 15.



Obr. 15 Detailní uložení kyvné osy

4.1 Výpočet reakcí

Reakce se vypočtou pro 3 situace. První situace nastane při navíjení poslední, osmé vrstvy lana, kdy lano na buben nabíhá rovnoběžně s osou uložení kyvného rámu a kyvný rám není vychýlený. Druhá situace je při navíjení první vrstvy lana, kdy lano na lanový buben nabíhá pod úhlem φ_l a kyvný rám je vychýlený o úhel φ . Třetí Situace nastane při navíjení poslední vrstvy a vychýlení kyvného rámu o úhel φ . Úhel lana vstupujícího skrz uložení zůstává neměnný.



Obr. 16 – Situace zatížení kyvného rámu

Nejprve se vypočtou reakce na první kladce R_{k1x} a R_{k1y} které jsou pro všechny 3 varianty stejné.

$$\sum F_{k1x} = R_{k1x} - F_l = 0$$

$$R_{k1x} = F_l$$

$$R_{k1x} = 2000 \text{ kN}$$

$$\sum F_{k1y} = R_{k1y} - F_{1.2} = 0$$

$$R_{k1y} = F_{1.2} = F_l \cdot \eta_1$$

$$R_{k1y} = F_{1.2} = 2000 \cdot 0,96$$

$$R_{k1y} = 1920 \text{ kN}$$

Výsledné zatížení

$$R_{k1} = \sqrt{R_{k1x}^2 + R_{k1y}^2}$$

$$R_{k1} = \sqrt{2000^2 + 1920^2}$$

$$R_{k1} = 2772,4 \text{ kN}$$

Reakce na druhé kladce pro první variantu

$$\sum F_{k2x} = R_{k2x} - F_{2.2v1} = 0$$

$$R_{k2x} = F_{2.2v1} = F_l \cdot \eta$$

$$R_{k2x} = 2000 \cdot 0,92$$

$$R_{k2x} = 1840 \text{ kN}$$

$$\sum F_{k2y} = R_{k2y} - F_{2.1} = 0$$

$$R_{k1y} = F_{2.1} = F_l \cdot \eta_1$$

$$R_{k2y} = 2000 \cdot 0,96$$

$$R_{k2y} = 1920 \text{ kN}$$

Výsledné zatížení

$$R_{k2v1} = \sqrt{R_{k2x}^2 + R_{k2y}^2}$$

$$R_{k2v1} = \sqrt{1840^2 + 1920^2}$$

$$R_{k2v1} = 2659 \text{ kN}$$

Reakce na druhé kladce pro druhou variantu

$$\sum F_{k2x} = R_{k2x} - F_{2.2v2x} = 0$$

$$R_{k2x} = F_{2.2v2x} = F_{2.2v2} \cdot \cos 7^\circ = F_l \cdot \eta \cdot \cos 7^\circ$$

$$R_{k2x} = 2000 \cdot 0,92 \cdot \cos 7^\circ$$

$$R_{k2x} = 1826 \text{ kN}$$

$$\sum F_{k2y} = R_{k2y} - F_{2.2v2y} - F_{2.1} = 0$$

$$R_{k2y} = F_{2.2v2y} + F_{2.1} = F_{2.2v2} \cdot \sin 7^\circ + F_l \cdot \eta = F_l \cdot \eta \cdot \sin 7^\circ + F_l \cdot \eta_1$$

$$R_{k2y} = 2000 \cdot 0,92 \cdot \sin 7^\circ + 2000 \cdot 0,96$$

$$R_{k2y} = 2144 \text{ kN}$$

Výsledné zatížení

$$R_{k2v2} = \sqrt{R_{k2x}^2 + R_{k2y}^2}$$

$$R_{k2v2} = \sqrt{1826^2 + 2144^2}$$

$$R_{k2v2} = 2816,2 \text{ kN}$$

Reakce na druhé kladce pro třetí variantu

$$\sum F_{k2x} = R_{k2x} - F_{2.2v3x} = 0$$

$$R_{k2x} = F_{2.2v3x} = F_{2.2v3} \cdot \cos 7^\circ = F_l \cdot \eta \cdot \cos 7^\circ$$

$$R_{k2x} = 2000 \cdot 0,92 \cdot \cos 7^\circ$$

$$R_{k2x} = 1826 \text{ kN}$$

$$\sum F_{k2y} = R_{k2y} + F_{2.2v3y} - F_{2.1} = 0$$

$$R_{k2y} = -F_{2.2v3y} + F_{2.1} = -F_{2.2v3} \cdot \sin 7^\circ + F_l \cdot \eta = -F_l \cdot \eta_1 \cdot \sin 7^\circ + F_l \cdot \eta_1$$

$$R_{k2y} = -2000 \cdot 0,92 \cdot \sin 7^\circ + 2000 \cdot 0,96$$

$$R_{k2y} = 1696 \text{ kN}$$

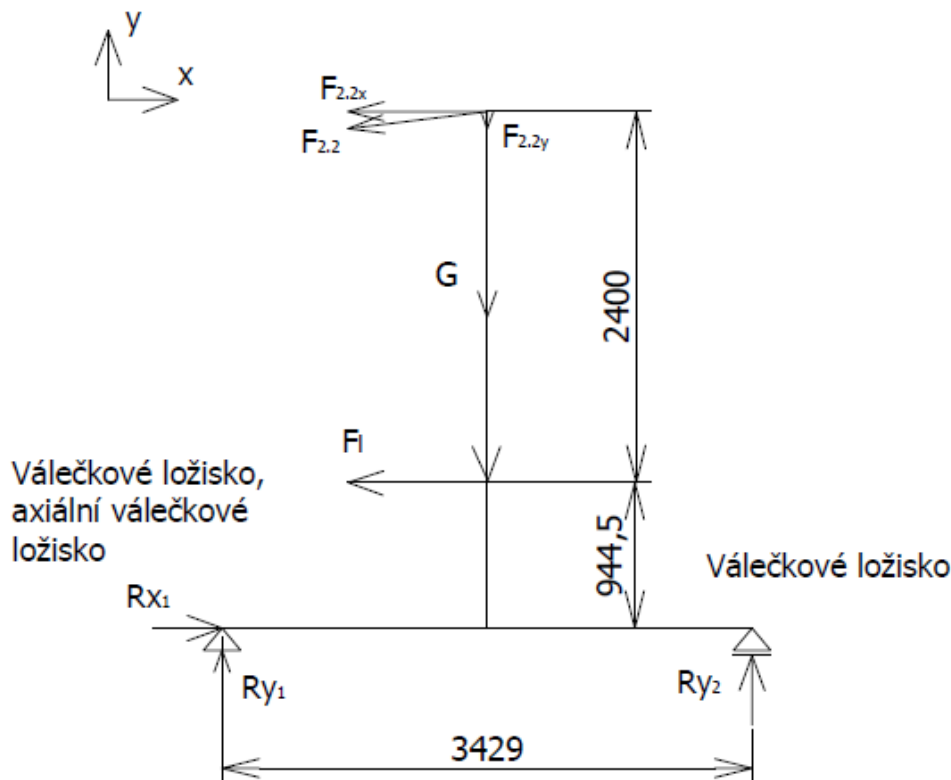
Výsledné zatížení

$$R_{k2v3} = \sqrt{R_{k2x}^2 + R_{k2y}^2}$$

$$R_{k2v3} = \sqrt{1826^2 + 1696^2}$$

$$R_{k2v3} = 2492 \text{ kN}$$

Největší radiální zatížení na horní kladce tedy nastává při druhé variantě $R_{k2v2} = 2816 \text{ kN}$. Pro tuto variantu se tedy navrhnou ložiska pro uložení kladek a pro uložení kyvného rámu.



Obr. 17 – Schéma uložení kyvného rámu

Síly $F_{1,2}$ a $F_{2,1}$ jsou stejně velké opačného směru a vyruší se.

Výpočet reakcí potřebných k návrhu vhodných ložisek pro uložení kyvného rámu.

$$\sum M_1 = F_l \cdot 0,9445 + F_{2,2x} \cdot (0,9445 + 2,4) + R_{y2} \cdot 3,429 - G \cdot \left(\frac{3429}{2}\right) - F_{2,2y} \cdot \left(\frac{3429}{2}\right) = 0$$

$$\sum M_2 = F_l \cdot 0,9445 + F_{2,2x} \cdot (0,9445 + 2,4) - R_{y1} \cdot 3,429 + G \cdot \left(\frac{3429}{2}\right) - F_{2,2y} \cdot \left(\frac{3429}{2}\right) = 0$$

$$\sum F_x = R_{x1} - F_l - F_{2,2x} = 0$$

$$\sum F_y = R_{y1} + R_{y2} - G - F_{2,2y} = 0$$

Z rovnic rovnováhy dostaneme

$$R_{y2} = \frac{-F_l \cdot 0,9445 - F_{2.2x} \cdot (0,9445 + 2,4) + G \cdot \left(\frac{3,429}{2}\right) + F_{2.2y} \cdot \left(\frac{3,429}{2}\right)}{3,429}$$

$$R_{y2} = \frac{-2 \cdot 10^6 \cdot 0,9445 - 2 \cdot 10^6 \cdot \eta \cdot \cos 7^\circ (0,9445 + 2,4) + 8569 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{3,429}{2}\right) - 2 \cdot 10^6 \cdot \eta \cdot \sin 7^\circ \cdot \left(\frac{3,429}{2}\right)}{3,429} =$$

$$R_{y2} = -2220 \text{ kN}$$

$$R_{y1} = \frac{F_l \cdot 0,9445 + F_{2.2x} \cdot (0,9445 + 2,4) + G \cdot \left(\frac{3,429}{2}\right) - F_{2.2y} \cdot \left(\frac{3,429}{2}\right)}{3,429}$$

$$R_{y1} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 0,9445 + 2 \cdot 10^6 \cdot \eta_1 \cdot \cos 7^\circ (0,9445 + 2,4) + 8569 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{3,429}{2}\right) + 2 \cdot 10^6 \cdot \eta_1 \cdot \sin 7^\circ \cdot \left(\frac{3,429}{2}\right)}{3,429} =$$

$$R_{y1} = 2366 \text{ kN}$$

$$R_{x1} = F_l + F_{2.2x}$$

$$R_{x1} = 2 \cdot 10^6 + 2 \cdot 10^6 \cdot \eta \cdot \cos 7^\circ$$

$$R_{x1} = 3826 \text{ kN}$$

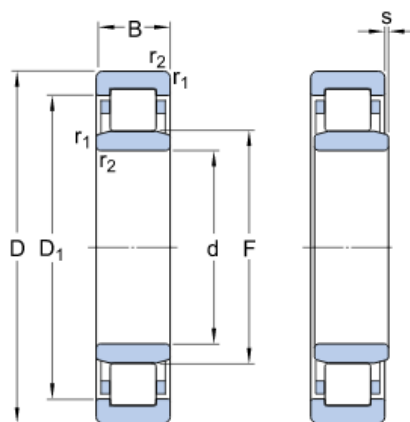
Kde

m_k Hmotnost kyvadla - 8569 kg

G Tíha kyvadla

4.2 Volba ložisek kyvného rámu

K zachycení radiálních sil bylo dle katalogu SKF zvoleno jednořadé válečkové ložisko NU 352 EMA.



Obr. 18 – Jednořadé válečkové ložisko NU 352 EMA

$$C_0 = 2700kN$$

$$d = 260mm$$

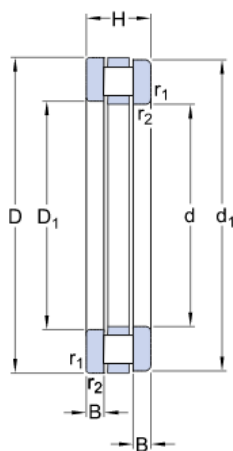
$$D = 540mm$$

$$B = 102mm$$

$$C = 1940kN$$

Axiální ložisko

K zachycení axiální síly bylo dle katalogu SKF zvoleno axiální válečkové ložisko 81252M



Obr. 19 – Axiální válečkové ložisko 81252M

$$C_0 = 5300kN$$

$$C = 1140kN$$

$$d = 260mm$$

$$D = 360mm$$

$$B = 79mm$$

Velikost ložiska byla zvolena s ohledem na uložení společně s válečkovým ložiskem NU 352 EMA.

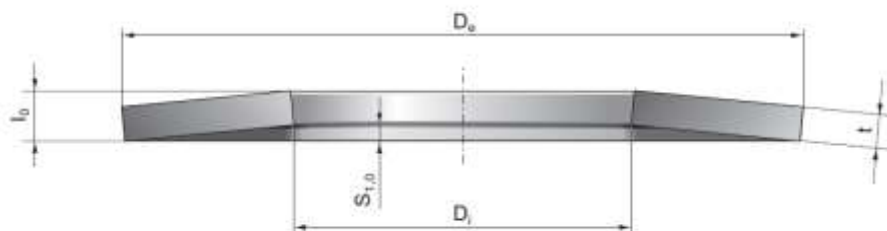
Minimální axiální zatížení ložiska

$$F_{am} = 0,0005 \cdot C_0 + \left(\frac{n}{1000}\right)^2$$

$$F_{am} = 0,0005 \cdot 5300 + \left(\frac{0,5}{1000}\right)^2$$

$$F_{am} = 2,65kN$$

K vyvolání předpětí byla zvolena talířová pružina dle DIN 2093, která bude vyvíjet potřebnou sílu, potřebnou pro správnou funkci ložiska. Pružina bude přitlačována šroubem.



Obr. 20 – Talířová pružina

$$F_c = 2837 N \quad \dots \quad \text{maximální síla vyvinuta pružinou}$$

$$D_e = 50 mm$$

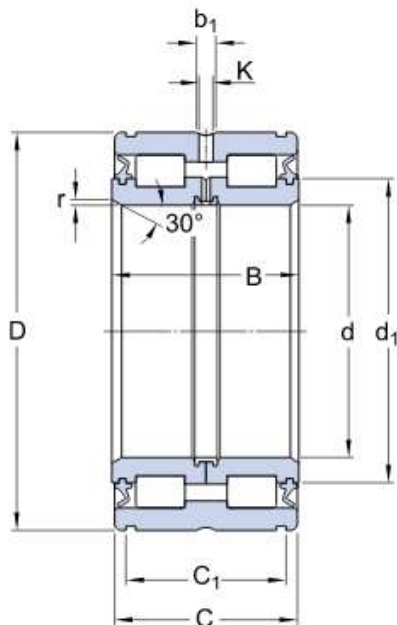
$$D_i = 18,4 mm$$

$$L_0 = 3,3 mm$$

$$t = 1,5 mm$$

4.3 Volba ložisek pro lanové kladky

Z nejvyšší vypočítané hodnoty $R_{k2v2} = 2816,2 \text{ kN}$ bylo dle katalogu SKF zvoleno dvouřadé válečkové ložisko s plným počtem valivých těles NNF 5052 ADA-2LSV, které je vhodné pro uložení takto velkých lanových kol. Pro druhou kladku pro radiální sílu $R_{k1} = 2772,4 \text{ kN}$ bude použito stejné ložisko.



Obr. 21 – Dvouřadé válečkové ložisko NNF 5052 ADA-2LSV

$$C_0 = 4650 \text{ kN}$$

$$C = 2428 \text{ kN}$$

$$d = 260 \text{ mm}$$

$$D = 400 \text{ mm}$$

$$B = 190 \text{ mm}$$

Ložisko je dle doporučení výrobce v lanové kladce axiálně zajištěno vnějším pojistným kroužkem dle DIN 471 360x6. Ložisko není třeba doplňovat těsněním, má vlastní těsnění a pro nízké otáčky není třeba přimazávat.

Volba těsnících kroužků

Pro první ložisko, ze strany výstupu lana ze zařízení, byl zvolen těsnicí kroužek 260x300x20 HDS1 R. Jde o těsnění s ocelovým pouzdrem pro použití v těžkém průmyslu.



Obr. 22 - Těsnicí kroužek 260x300x20 HDS1 R

Pro druhou stranu ložiska a pro těsnění druhého ložiska bude použito rovněž těsnění s ocelovým pouzdrem pro použití v těžkém průmyslu. Typ CR 330x370x18 HSF1 R. Tento typ byl vybrán kvůli montáži těsnění. Jde o rozebíratelné těsnění a je možné jej namontovat až po složení celého zařízení.



Obr. 23 Těsnicí kroužek HSF1 R

Orientace těsnění

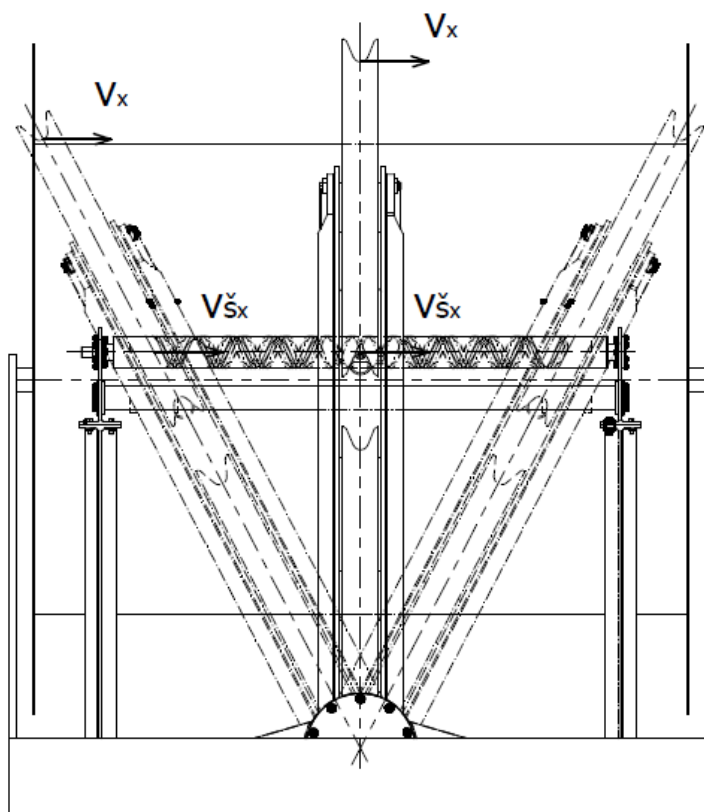
Z důvodu velmi nízkých otáček není třeba ložiska po prvním namazání plastickým mazivem dále přimazávat. Těsnění jsou orientována tak aby zabránila vnikání nečistot do prostoru ložiska.

5 Návrh polohovacího zařízení

Polohování kyvadla bude zajištěno diamantovým šroubem. Ten bude uložen v kuličkových ložiskách. Otáčením diamantového šroubu bude posouvána nožová matice, která bude posuvný pohyb přes bronzové kostky pomocí jezdce přenášet na rám kyvadla.

5.1 Výpočet rychlosti otáčení šroubu

Jelikož, jak je patrné z obr. 22, je potřeba aby byla rychlost otáčení diamantového šroubu závislá na úhlu pootočení kyvadla φ , je potřeba ji v průběhu otáčení měnit. Rychlost bodu ve směru osy bubnu, ve kterém opouští lano kladku a pokračuje na lanový buben, musí být konstantní. Podrobný výpočet však není předmětem této práce.



Obr. 24 – Rychlost kývání

Platí

$$v_x = \frac{t \cdot n_b}{60}$$

$$v_{sx} = f(v_x, \varphi)$$

$$n_s = v_{sx} \cdot \frac{60}{Ph}$$

Kde

n_b Otáčky lanového bubnu

v_x Rychlost bodu ve směru osy bubnu, ve kterém opouští lano kladku

n_{ξ} Otáčky diamantového šroubu

$v_{\xi x}$ Rychlost posuvu jezdce po diamantovém šroubu

5.2 Určení stoupání šroubu

Standardně by se měly otáčky diamantového šroubu rovnat otáčkám lanového bubnu. Při takovém stoupání by však byly závity na diamantovém šroubu velice husté, proto bylo stoupání přepočteno.

Převodový poměr stoupání

$$\frac{n_b}{n_{\xi}} = 4$$

$$P_h = \frac{L_{\xi}}{n_z} \cdot \frac{n_{\xi}}{n_b}$$

$$P_h = \frac{2550}{40} \cdot \frac{n_b}{n_{\xi}}$$

$$P_h = 255 \text{ mm}$$

P_h [mm] stoupání závitu diamantového šroubu

Diamantový šroub tedy bude mít 10 závitů na jednu stranu a 10 závitů na druhou stranu.

5.3 Síly na diamantovém šroubu

Určení potřebné síly od diamantového šroubu

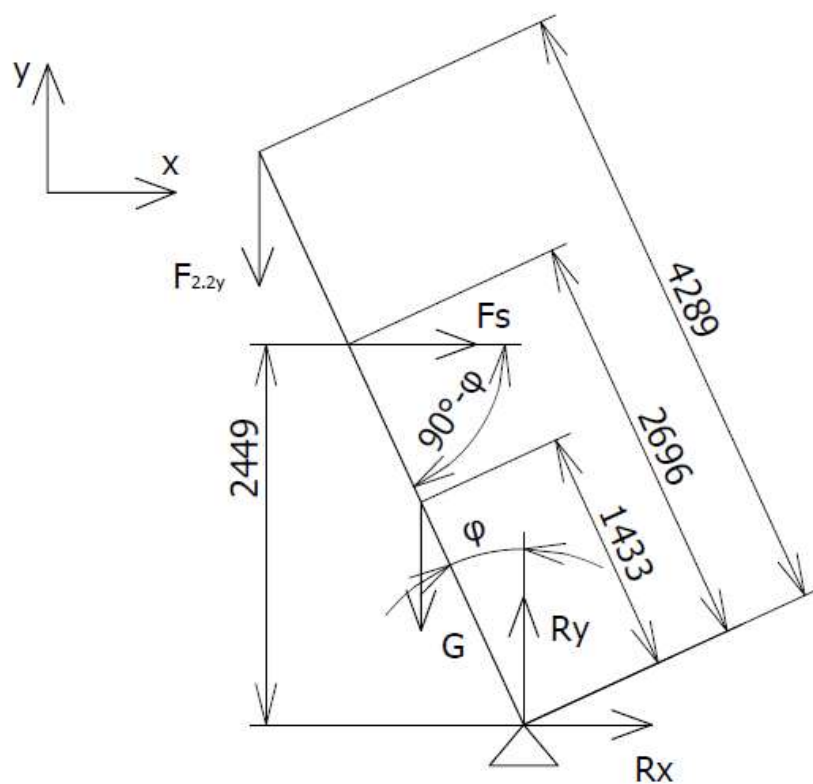
Pro výpočet potřebné síly k polohování se bude vycházet z tíhy kyvadla a svislé složky síly v laně. Největší síla na šroub tak bude působit při maximálním výkyvu, tedy při největším náklonu kyvadla. V tuto dobu bude těžiště celého kyvadla (včetně kladek, ložisek, čepů atd.) nejdál od osy kývání kyvadla. Vzdálenost těžiště od osy kývání bylo zjištěno pomocí programu inventor.

$$G = m_k \cdot g$$

$$G = 8569 \cdot 9,81$$

$$G = 84062 \text{ N}$$

Působíště tíhy je znázorněno na obr. 25. Uvolněním soustavy se zjistí síla F_s , kterou musí vyvolat diamantový šroub.



Obr. 25 – Síla od diamantového šroubu

$$\sum F_x = R_x + F_s = 0$$

$$F_s = -R_x$$

$$\sum F_y = R_y - F_g - F_{2.2y} = 0$$

$$R_y = F_g$$

$$R_y = 18500 \text{ N}$$

Moment od síly šroubu a moment od tíhové síly musí být stejný

$$\sum M_s = M_s - M_g - M_{2.2} = 0$$

$$M_s = M_g + M_{2.2}$$

Z momentové rovnováhy

$$F_s \cdot 2696 \cdot \sin(90 - \varphi) = F_g \cdot 1433 \cdot \sin \varphi + F_{2.2y} \cdot 4289 \cdot \sin \varphi$$

$$F_s = \frac{F_g \cdot 1,433 \cdot \sin \varphi + F_{2.2y} \cdot 4,289 \cdot \sin \varphi}{2696 \cdot \sin(90 - \varphi)}$$

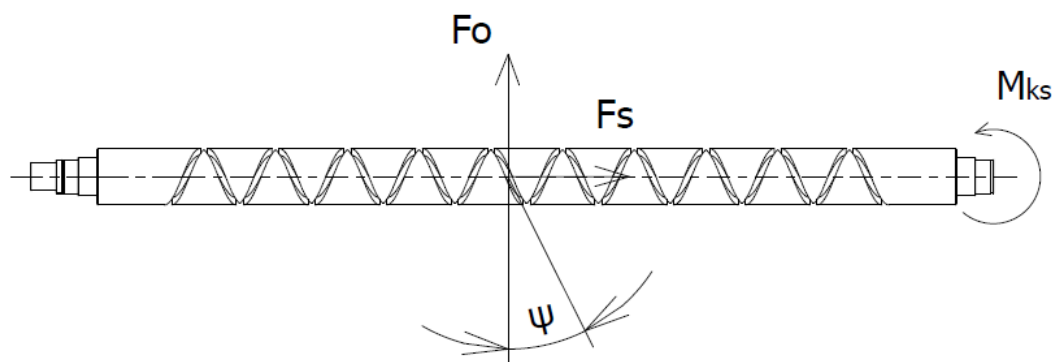
$$F_s = \frac{8569 \cdot 9,81 \cdot 1,433 \cdot \sin 27,5 + 2 \cdot 10^6 \cdot 0,92 \cdot \sin 7^\circ \cdot 4,289 \cdot \sin 27,5^\circ}{2,696 \cdot \sin(90 - 27,5)}$$

$$F_s = 209000 \text{ N}$$

Tato síla je však teoretická, počítána z maximálních hodnot zatížení a v praxi by neměla tato situace nastat. Při maximálním výkyvu je totiž úhel odklonu lana od lanové kladky φ_l minimální.

Výpočet potřebného krouticího momentu diamantového šroubu

Výpočet potřebného krouticího momentu se provede obdobně jako výpočet pohybového šroubu s plochým profilem. To znamená, že třecí úhel je nulový. Závit diamantového šroubu je znázorněn na Obr. 25.



Obr. 26 – Rozklad sil na diamantovém šroubu

Úhel stoupání závitu

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_{s2}}$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{255}{\pi \cdot 175}$$

$$\psi = 24,88^\circ$$

Potřebný krouticí moment

$$M_{ks} = F_s \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_{s2}}{2}$$

$$M_{ks} = 209 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg}(24,88^\circ) \cdot \frac{175 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$M_{ks} = 8481 \text{ Nm}$$

Kde:

ψ [°] úhel stoupání závitu

φ_s [°] třecí úhel

$$\varphi = 0^\circ$$

d_{s2} [mm] střední průměr závitu diamantového šroubu

$$d_{s2} = 175 \text{ mm}$$

M_{ks} [N] krouticí moment diamantového šroubu

Ohybová síla od matice

Jelikož se zde nejedná o klasickou matici (neobepíná šroub po celém obvodu), bude na šroub působit ohybovým momentem. Dále bude na šroub působit ohyb v místě dotyku. Tento ohyb se zanedbá. Ohybový moment vypočteme z krouticího momentu a doplnku úhlu ψ do 90° .

$$F_o = \frac{M_{ks}}{\operatorname{tg}(90 - \psi) \cdot \frac{d_{s2}}{2}}$$

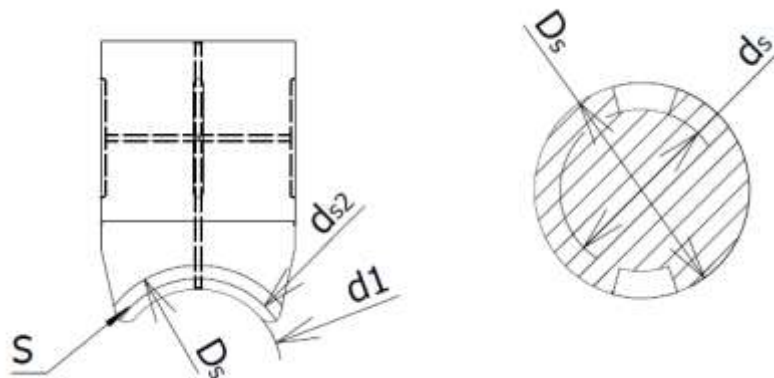
$$F_o = \frac{8481}{\operatorname{tg}(90 - 24,88) \cdot \frac{175 \cdot 10^{-3}}{2}}$$

$$F_o = 44950 \text{ N}$$

5.4 Kontrola diamantového šroubu

Kontrola diamantového šroubu na dovolený tlak mezi závitem a nožem matice

Kvůli co nejmenšímu opotřebení závitů diamantového šroubu a nože matice je třeba vyjít z kontroly na dovolený tlak mezi závitem a nožem matice.



Obr. 26 - Matice s nožem a řez diamantovým šroubem

Kde

d_1 [mm] malý průměr nože matice, dle obr. 26

$$d_1 = 155mm$$

D_s [mm] velký průměr diamantového šroubu, dle obr. 26

$$D_s = 200mm$$

d_s [mm] malý průměr diamantového šroubu, dle obr. 26

$$d_s = 150mm$$

S [mm²] nosná plocha nože matice, určeno pomocí aplikace inventor.

$$S = 0,007 m^2$$

p_{dov} [MPa] dovolený tlak [5]

$p_{dov} = 30 MPa$, pro ocelový šroub a bronzovou matici, při krátkodobém zatížení

Tlak mezi nožem matice a závitem diamantového šroubu nesmí být větší než dovolený tlak.

$$p \leq p_{dov}$$

$$p = \frac{F_s}{S}$$

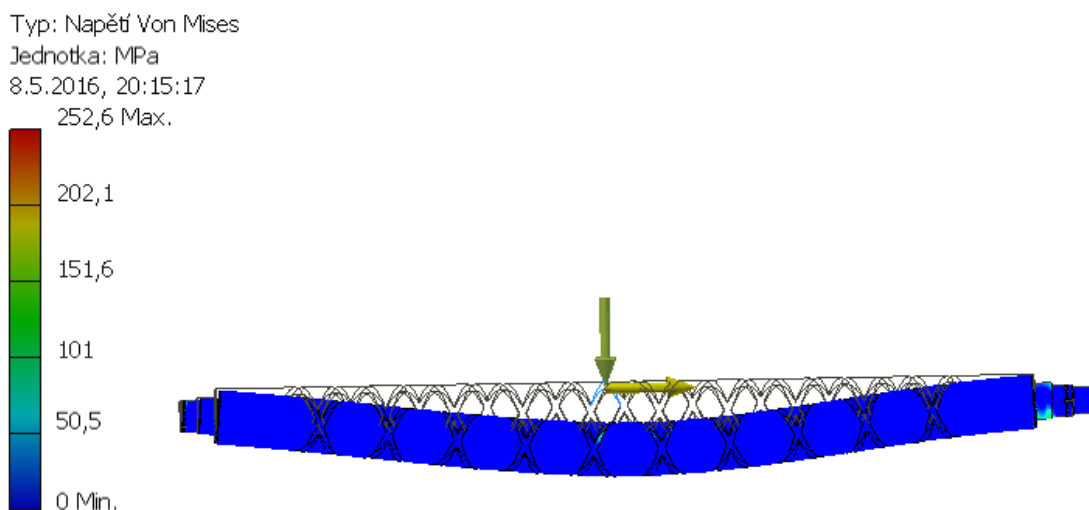
$$p = \frac{209 \cdot 10^3}{0,007}$$

$$p = 29,8 \text{ MPa}$$

Tlak mezi nožem matice a závitem diamantového šroubu vyhovuje.

Pevnostní analýza diamantového šroubu

Materiál pohybového šroubu volen 11 500, kdy $R_e = 300 \text{ MPa}$. Z konstrukce uložení diamantového šroubu je patrné, že šroub bude namáhán na ohyb, krut, ohyb v místě dotyku nože matice, tah a vzpěr. Na vzpěr bude šroub namáhán, když bude kyvadlo nakloněno na stranu pohonu neboli na stranu pevného ložiska. Při naklonění kyvadla na druhou stranu bude šroub namáhán na tah. Pro kontrolu diamantového šroubu byl použit program Inventor – pevnostní analýza.

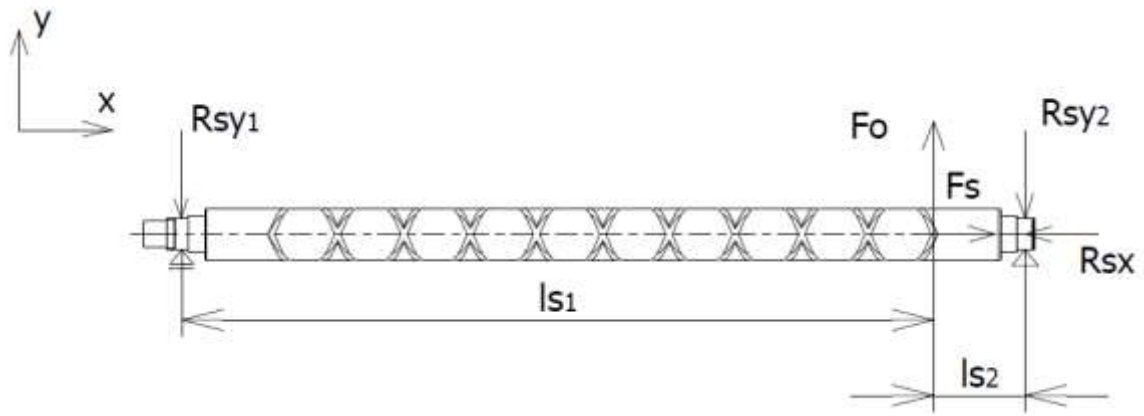


Obr. 27 - Pevnostní analýza diamantového šroubu

Do výpočtu byly vloženy vypočtené síly od nožové matice. Maximální hodnota napětí vyšla $\sigma_{max} = 252,6 \text{ MPa}$, hodnota nepřesahuje dovolené napětí.

5.5 Volba ložisek pro uložení diamantového šroubu

Největší síla na jednotlivá ložiska bude působit při maximálním výkyvu. To znamená, že nůž matice bude na konci závitu diamantového šroubu. Situace je zobrazena na obr. 28. Tíhu diamantového šroubu zanedbáme.



Obr. 28 – Uvolnění diamantového šroubu

$$l_{s1} = 2,884 \text{ m}$$

$$l_{s2} = 0,35 \text{ m}$$

$$\sum M_{L1} = R_{sy2} \cdot (l_{s1} + l_{s2}) - F_o \cdot l_{s1}$$

$$\sum M_{L2} = -R_{sy1} \cdot (l_{s1} + l_{s2}) + F_o \cdot l_{s2}$$

$$\sum F_x = F_s - R_{sx}$$

$$R_{sx} = F_s$$

$$R_{sx} = 209000 \text{ N}$$

$$R_{sy2} = \frac{F_o \cdot l_{s1}}{l_{s1} + l_{s2}}$$

$$R_{sy2} = \frac{44950 \cdot 2,884}{2,884 + 0,35}$$

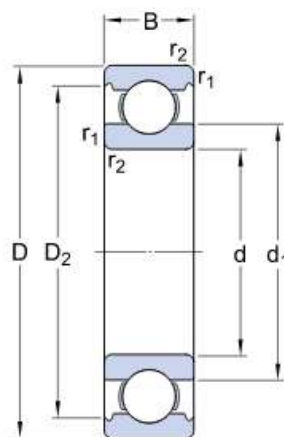
$$R_{sy2} = 40,085 \text{ kN}$$

$$R_{sy_1} = \frac{F_o \cdot l_{s_2}}{l_{s_1} + l_{s_2}}$$

$$R_{sy_1} = \frac{44950 \cdot 0,35}{2,884 + 0,35}$$

$$R_{sy_1} = 4,8647 \text{ kN}$$

Dle spočtených reakcí jsem z katalogu SKF zvolil kuličkové ložisko 6324.



Obr. 29 – Kuličkové ložisko 6324

$$C_0 = 186 \text{ kN}$$

$$C = 208 \text{ kN}$$

$$d = 120 \text{ mm}$$

$$D = 260 \text{ mm}$$

$$B = 55 \text{ mm}$$

5.6 Účinnost polohovacího zařízení

Účinnost polohovacího zařízení je závislá na kvalitě povrchu závitu diamantového šroubu. Je potřeba, aby byla drážka závitu broušena na co nejmenší drsnost, abychom docílili co nejmenšího tření. Dalším způsobem snížení tření, tedy zvýšení účinnosti diamantového šroubu, je průběžné mazání matice. K tomu slouží domazávací vrtání bronzové matice obr. 19. a našroubovaná matice na průběžné přimazávání. Při předpokládaném provozu zařízení ve vlhkém prostředí, přichází v úvahu zakrytování mechanismu diamantového šroubu.

6 Kontrola částí zařízení

6.1 Statická kontrola ložisek

Dle [2] Tab. 6.1 by měla být minimální statická bezpečnost ložiska namáhaného kýváním s malými úhly výkyvu být rovna jedné. To platí pro ložiska rámu. Pro pomalé otáčení by měla být minimální statická bezpečnost ložiska také rovna jedné. Ložiska kyvného rámu, která se kývají se dle [9] budou kontrolovány jen staticky. Válečkové ložisko rámu bude kontrolováno pro vyšší hodnotu reakce $R_{y1} = 2366 \text{ kN}$.

Statická bezpečnost válečkového ložiska rámu dle SKF

$$S_{0LR} = \frac{C_0}{R_{y1}}$$

$$S_{0LR} = \frac{2700}{2366}$$

$$S_{0LR} = 1,14$$

Statická bezpečnost je dostatečná.

Statická bezpečnost axiálního válečkového ložiska rámu dle SKF

$$S_{0ALR} = \frac{C_0}{R_{x1}}$$

$$S_{0ALR} = \frac{5300}{3826}$$

$$S_{0ALR} = 1,39$$

Statická bezpečnost je dostatečná.

Statická bezpečnost válečkového ložiska kladek dle SKF

$$S_{0LK} = \frac{C_0}{R_{k2}}$$

$$S_{0LK} = \frac{4650}{2816,2}$$

$$S_{0LK} = 1,65$$

Statická bezpečnost je dostatečná.

Statická bezpečnost ložisek diamantového šroubu dle SKF

$$S_{0LK} = \frac{C_0}{P_0}$$

$$S_{0LK} = \frac{186}{128,5}$$

$$S_{0LK} = 1,45$$

Statická bezpečnost je dostatečná.

Ekvivalentní statické zatížení ložisek diamantového šroubu dle SKF

$$P_0 = 0,6 \cdot R_{sy_2} + 0,5 \cdot R_{sx} \quad [9]$$

$$P_0 = 0,6 \cdot 40,085 + 0,5 \cdot 209$$

$$P_0 = 128,5 \text{ kN}$$

Statická bezpečnost je dostatečná.

6.2 Trvanlivost ložisek

Maximální hodnota zatížení zařízení nastane pouze v krajních případech. Zvolil jsem tedy charakteristický soubor zatížení, který zohledňuje časové a silové rozložení zatížení. Síla v laně je rozdělena s ohledem na předpokládaný charakter zatěžování.

Maximální zatížení reprezentuje 2% časového spektra.

$$F_{12\%} = R_{max}$$

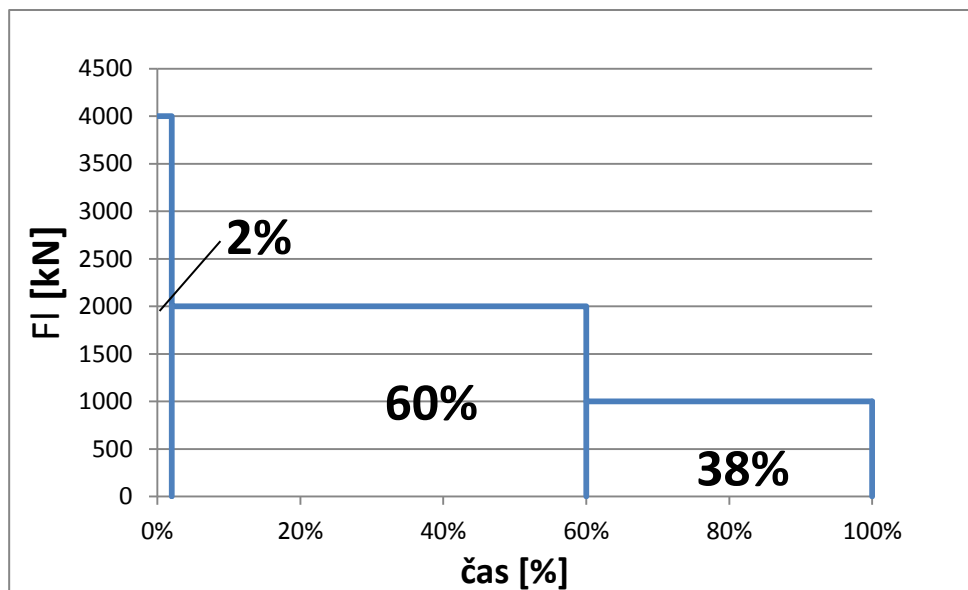
$$F_{12\%} = 4000 \text{ kN}$$

Pro 60% spektra bude zatížení oproti maximálnímu poloviční

$$F_{160\%} = 2000 \text{ kN}$$

Pro 38% spektra bude zatížení oproti maximálnímu čtvrtinové

$$F_{138\%} = 1000 \text{ kN}$$



Obr. 30 - Charakteristický soubor zatížení

Pro jednotlivé stupně zatížení se přepočte zatížení ložisek lanových kladek a zatížení ložisek diamantového šroubu. Zbylá ložiska byla kontrolována jen staticky.

Tab. 2 - Zatížení při jednotlivých stupních zatížení

	Zatížení při jednotlivých stupních zatížení		
	2% 4000kN	60% (2000kN)	38% (1000kN)
R_{k2}	2816 kN	1408 kN	704 kN
P	346,4 kN	173,2 kN	86,6 kN

Ekvivalentní dynamické zatížení kuličkového ložiska diamantového šroubu pro maximální zatížení dle SKF

$$\frac{F_s}{R_{sy_2}} \geq e \Rightarrow \frac{209000}{44950} \geq 0,28$$

potom

$$P = X \cdot R_{sy_2} + Y \cdot R_{sx}$$

$$P = 0,56 \cdot 40,085 + 1,55 \cdot 209$$

$$P = 346,4 \text{ kN}$$

Dílčí trvanlivosti pro jednotlivé stupně zatížení v milionech otáček pro jednotlivá ložiska pak budou.

Dílčí trvanlivost pro zatížení 4000kN

Dílčí trvanlivost pro dvouřadé válečkové ložisko kladek

$$L_{10\ 2\%} = \left(\frac{C}{R_{k2\ 2\%}} \right)^p$$

$$L_{10\ 2\%} = \left(\frac{2428}{2816} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10\ 2\%} = 0,61 \text{ mil. ot}$$

Kde: p Exponent $\frac{10}{3}$ pro ložiska s čárovým stykem, 3 pro ložiska s bodovým stykem

Dílčí trvanlivost pro kuličková ložiska diamantového šroubu

$$L_{10\ 2\%} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10\ 2\%} = \left(\frac{208}{346,4} \right)^3$$

$$L_{10\ 2\%} = 0,22 \text{ mil. ot}$$

Dílčí trvanlivost pro zatížení 2000kN

Dílčí trvanlivost pro dvouřadé válečkové ložisko kladek

$$L_{10\ 60\%} = \left(\frac{C}{R_{k2\ 60\%}} \right)^p$$

$$L_{10\ 60\%} = \left(\frac{2428}{1408} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10\ 60\%} = 6,15 \text{ mil. ot}$$

Dílčí trvanlivost pro kuličková ložiska diamantového šroubu

$$L_{10\ 60\%} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10\ 60\%} = \left(\frac{208}{173,2} \right)^3$$

$$L_{10\ 60\%} = 1,73 \text{ mil. ot}$$

Dílčí trvanlivost pro zatížení 1000kN

Dílčí trvanlivost pro dvouřadé válečkové ložisko kladek

$$L_{10\ 38\%} = \left(\frac{C}{R_{k2\ 38\%}} \right)^p$$

$$L_{10\ 38\%} = \left(\frac{2428}{704} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10\ 38\%} = 62 \text{ mil. ot}$$

Dílčí trvanlivost pro kuličková ložiska diamantového šroubu

$$L_{10\ 38\%} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10\ 38\%} = \left(\frac{208}{86,6} \right)^3$$

$$L_{10\ 38\%} = 13,9 \text{ mil. ot}$$

$L_{10\ n\%}$ Dílčí životnost v milionech otáček při 10% pravděpodobnosti poruchy

Tab. 3 - Shrnutí dílčích trvanlivostí na určitých hladinách

	Dílčí trvanlivosti		
	$L_{10\ 2\%}$	$L_{10\ 60\%}$	$L_{10\ 38\%}$
R_{k2}	0,61 mil. ot	6,15 mil. ot	62 mil. ot
P	0,22 mil. ot	1,73 mil. ot	13,9 mil. ot

Vypočteme základní životnost ložisek zatížených proměnným zatížením pro jednotlivá ložiska.

Základní životnost při 10% pravděpodobnosti poruchy válečkového ložiska kladek.

$$L_{10\ k} = \frac{1}{\frac{0,02}{L_{10\ 2\%}} + \frac{0,6}{L_{10\ 60\%}} + \frac{0,38}{L_{10\ 38\%}}}$$

$$L_{10\ k} = \frac{1}{\frac{0,02}{0,61} + \frac{0,6}{6,15} + \frac{0,38}{62}}$$

$$L_{10\ k} = 7,33 \text{ mil. ot}$$

Základní životnost při 10% pravděpodobnosti poruchy kuličkového ložiska diamantového šroubu.

$$L_{10s} = \frac{1}{\frac{0,02}{L_{102\%}} + \frac{0,6}{L_{1060\%}} + \frac{0,38}{L_{1038\%}}}$$

$$L_{10s} = \frac{1}{\frac{0,02}{0,22} + \frac{0,6}{1,73} + \frac{0,38}{13,9}}$$

$$L_{10s} = 2,15 \text{ mil. ot}$$

Bylo zjištěno, kolik otáček vydrží kontrolovaná ložiska. Pro časovou trvanlivost si stanovím, kolik otáček připadá na kontrolovaná ložiska za jeden cyklus, tedy navinutí či odvinutí celé délky lana.

Počet otáček lanového bubnu za jeden cyklus.

$$N_b = n_z \cdot n_v$$

Počet otáček diamantového šroubu, tedy ložisek diamantového šroubu za jeden cyklus.

$$N_s = N_b \cdot \frac{n_s}{n_b} = n_z \cdot n_v \cdot \frac{n_s}{n_b}$$

$$N_s = 40 \cdot 8 \cdot \frac{1}{4}$$

$$N_s = 80$$

Pro výpočet otáček lanové kladky za cyklus vyjdeme z celkové délky lana $l_{v_{celk}}$

$$N_K = \frac{l_{v_{celk}}}{\pi \cdot (D_k + d)}$$

$$N_K = \frac{3276}{\pi \cdot (1,800 + 89 \cdot 10^{-3})}$$

$$N_K = 552$$

Počet cyklů pro válečkové ložisko kladek

$$N_{k_c} = \frac{L_{10k}}{N_K}$$

$$N_{k_c} = \frac{7,33 \cdot 10^6}{552}$$

$$N_{k_c} = 13279 \text{ cyklů}$$

Počet cyklů pro kuličkové ložisko diamantového šroubu

$$N_{s_c} = \frac{L_{10s}}{N_K}$$

$$N_{s_c} = \frac{2,15 \cdot 10^6}{80}$$

$$N_{s_c} = 26875 \text{ cyklů}$$

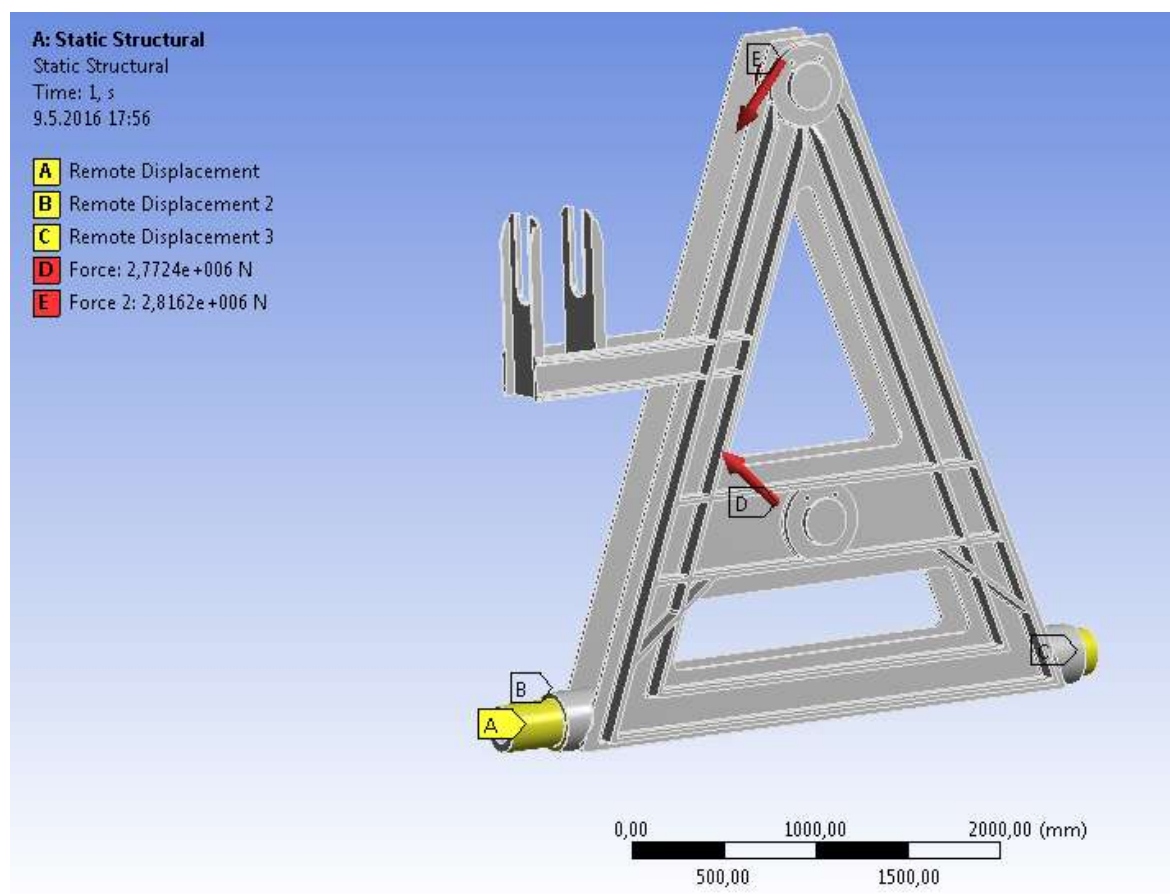
Tab. 4 - Počty cyklů při 10% pravděpodobnosti poruchy

	Počet cyklů při 10% pravděpodobnosti poruchy
Válečkové ložisko kladek	13279 <i>cyklů</i>
Kuličkové ložisko diamantového šroubu	26875 <i>cyklů</i>

Z těchto hodnot je patrné, že válečkové ložisko kladek má zhruba dvakrát menší trvanlivost. Za úvahu by stálo dvouřadé válečkové ložisko nahradit jiným. Zde ale kvůli poloviční trvanlivosti bude výhodnější ložiska vyměnit.

6.3 Pevnostní analýza rámu

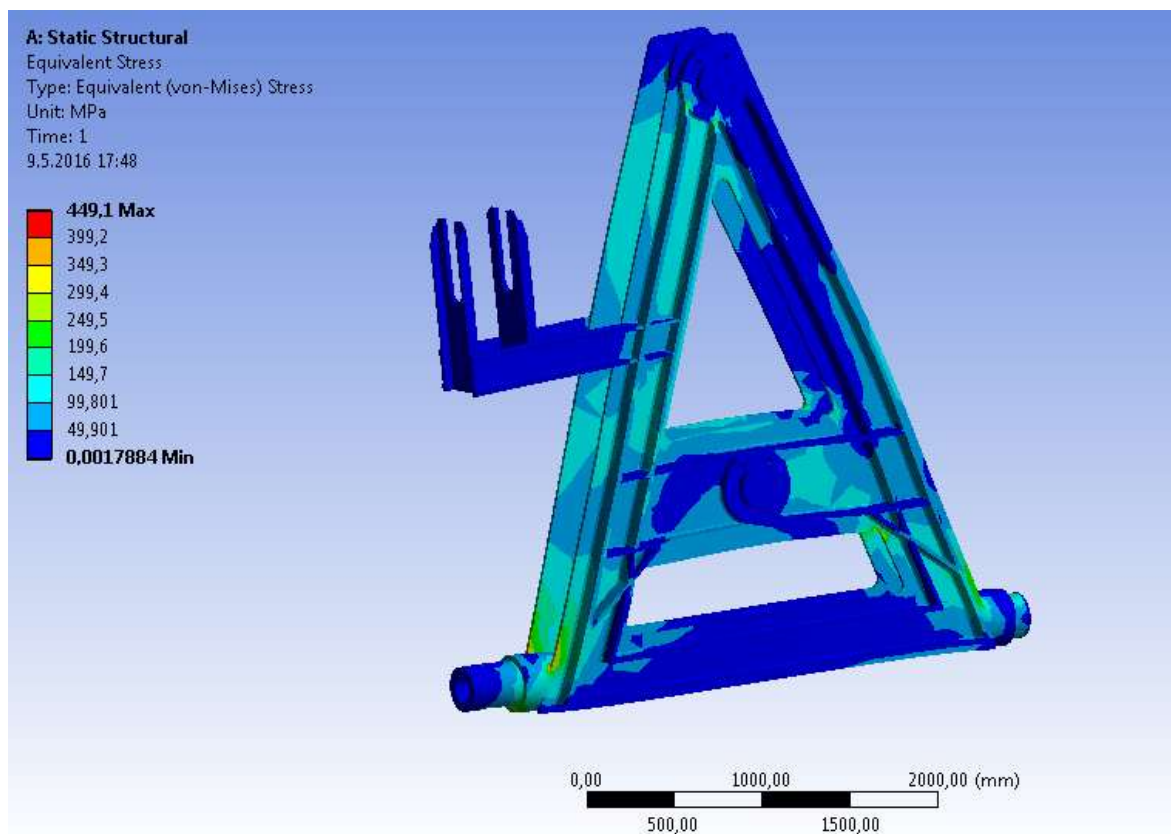
Kontrolovaný rám kyvadla je svařenec z materiálu 11523. Mez pevnosti je $Re = 355\text{MPa}$. Maximální síla působící od lanových kol $R_{k1} = 2772400\text{ N}$, $R_{k2} = 2816200\text{ N}$. Pomocí funkce remote displacement byly nastaveny vazby, což reprezentuje uložení ve válečkových radiálních a axiálních ložiskách.



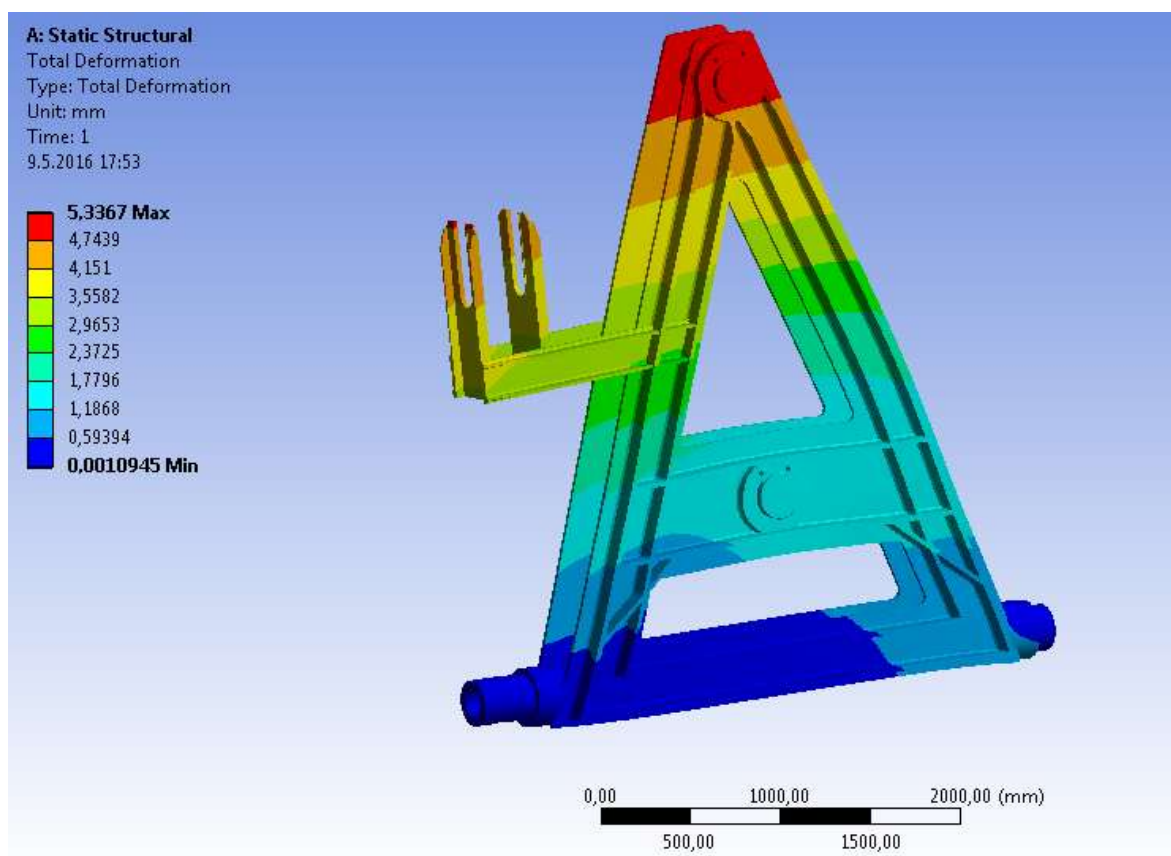
Obr. 31 – Okrajové podmínky

Maximální napětí dle obr. 32 je $449,1\text{MPa}$. Tato hodnota přesahuje maximální dovolené napětí. Ke koncentraci vysokých hodnot napětí dochází ve velice malé oblasti a v jejím okolí dochází k rychlému poklesu. Ke koncentraci napětí mohlo dojít z důvodu velmi hrubé sítě

Z obr. 33 je patrné, že maximální posunutí rámu je $5,34\text{ mm}$. S touto hodnotou bylo počítáno při návrhu polohovacího mechanismu, kde byly navrženy dostatečné vůle.



Obr. 32 – Ekvivalentní napětí



Obr. 33 – Deformace rámu

Závěr

Zařízení bylo navrženo pro zajištění fixní polohy příchozího nebo odchozího lana na lanový buben. Lano je na lanový buben vedeno pomocí lanových kladek, které jsou upevněny na kyvném rámu. Kýváním je zabezpečena správná poloha lana nabíhajícího nebo odbíhajícího na lanový buben. Rám kyvadla je k nosnému rámu upevněn pomocí ložisek. Lanové kladky jsou uloženy ve dvouřadých válečkových ložiscích. Polohování rámu zabezpečuje mechanismus s diamantovým šroubem.

Ze zadaných parametrů byla navržena vhodná geometrie zařízení. Ze silového rozboru byly stanoveny reakce lanových kladek a kyvného rámu. Z vypočtených reakcí byly navrženy vhodné ložiska. Bylo navrženo a polohovací zařízení pomocí diamantového šroubu. Ze sil od diamantového šroubu a od složky síly od lana byly navrženy ložiska pro uložení diamantového šroubu.

Ložiska kyvného rámu byly zkontrolovány staticky. Statická bezpečnost válečkového ložiska rámu vyšla $S_{0LR} = 1,14$, axiálního válečkového ložiska rámu $S_{0ALR} = 1,39$. Obě bezpečnosti jsou vyhovující. Ložiska lanových kladek a diamantového šroubu byly zkontrolovány staticky a dynamicky. Statická bezpečnost dvouřadého válečkového ložiska kladek vyšla $S_{0LK} = 1,65$ a statická bezpečnost kuličkového ložiska diamantového šroubu vyšla $S_{0LK} = 1,45$. Tyto hodnoty jsou rovněž vyhovující. Trvanlivost dvouřadého válečkového ložiska kladek a kuličkového ložiska diamantového šroubu byla spočtena na počet cyklů navinutí nebo odvinutí celé délky lana. Trvanlivost dvouřadého válečkového ložiska vyšla 13279 cyklů při 10% pravděpodobnosti poruchy a trvanlivost kuličkového ložiska diamantového šroubu vyšla 26875 cyklů při 10% pravděpodobnosti poruchy.

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu diplomové práce prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za odborné vedení a konzultace během studia.

Seznam použité literatury

- [1] REMTA, František a Ladislav KUPKA. *Jeřáby*. I. díl. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1956.
- [2] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1.
- [3] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 2. zcela přeprac. vyd. Praha: Scientia, 1998. ISBN 80-7183-123-9.
- [4] BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 1. svazek. 5. přeprac. vyd. /. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [5] Huismanequipment.com. [online]. [cit. 2016-25-04]. Dostupné z: <http://www.huismanequipment.com/en/products/pipelay/pipelay_components/winches>.
- [6] Lebus-germany.com. [online]. [cit. 2016-25-04]. Dostupné z: <<http://www.lebus-germany.com/gallery.aspx>>
- [7] Royalihc.com. [online]. [cit. 2016-25-04]. Dostupné z: <<https://www.royalihc.com/en/products/motion-control-and-automation/winches>>
- [8] Sepson.se. [online]. [cit. 2016-25-04]. Dostupné z: <<http://www.sepson.se/winch-basics/>>
- [9] skf.com. [online]. [cit. 2016-25-04]. Dostupné z: <<http://www.skf.com/cz/knowledge-centre/engineering-tools/ptp-online-catalogue.html>>

Seznam příloh

Příloha A – Výkres sestavy	SN2-DP-01.00	A1
Příloha A – Výkres diamantového šroubu	SN2-DP-01.03	A2